

03P 02692



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 100 16 137 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
E 06 C 5/32
G 05 B 17/00
B 66 F 9/20

⑳ Aktenzeichen: 100 16 137.5
㉔ Anmeldetag: 31. 3. 2000
㉕ Offenlegungstag: 11. 10. 2001

DE 100 16 137 A 1

㉑ Anmelder:
Iveco Magirus AG, 89077 Ulm, DE

㉒ Vertreter:
TER MEER STEINMEISTER & Partner GbR
Patentanwälte, 33617 Bielefeld

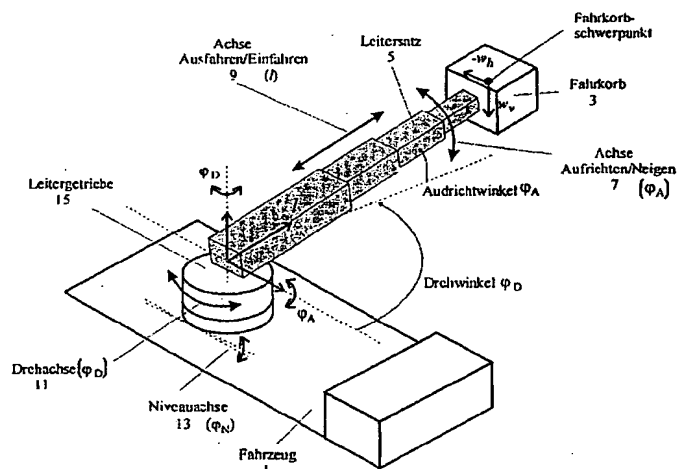
㉓ Erfinder:
Sawodny, Oliver Dr.-Ing., 89278 Nersingen, DE;
Aschemann, Harald Dipl.-Ing., 73340 Amstetten,
DE; Hofer, E.P. Prof.Dr., 89173 Lonsee, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Drehleiter

⑤7 Die Erfindung bezieht sich auf eine Drehleiter oder dergleichen mit mehreren Leiterteilen, die mit Hilfe einer Steuerung gesondert beweglich sind. Die Steuerung soll so ausgebildet werden, daß Schwingungen der Leiter weitgehend unterdrückt werden. Zu diesem Zweck bildet die Steuerung zunächst das idealisierte Bewegungsverhalten der Leiter in einem dynamischen Modell mit Hilfe von Differenzialgleichungen ab. Die Vorsteuerung berechnet die Ansteuergrößen der Antriebe der Leiterteile für eine im wesentlichen schwingungsfreie Bewegung der Leiter aus dem dynamischen Modell.



DE 100 16 137 A 1

[0001] Die Erfindung betrifft eine Drehleiter oder dergleichen mit einer Steuerung für die Bewegung der Leiterteile gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

5 **[0002]** Im Einzelnen befaßt sich die Erfindung mit einer Drehleiter, beispielsweise einer Feuerwehrleiter, oder einem ähnlichen Gerät, etwa Gelenk- oder Teleskopmastbühnen und Hubrettungsgeräten. Derartige Geräte sind im Allgemeinen um eine senkrechte Achse drehbar und im übrigen in Bezug auf die Horizontale aufrechtbar auf einem Fahrzeug montiert. Die Bewegung der Drehleiter und insbesondere eines am Ende der Drehleiter angebrachten Fahrkorbes erfolgt mit Hilfe einer Steuerung, durch die der Fahrkorb in dem Arbeitsraum bewegt wird. Naturgemäß ist es wünschenswert, daß der Fahrkorb seine Zielposition so rasch wie möglich erreicht. Eine relativ hohe Bewegungsgeschwindigkeit des Fahrkorbes erfordert entsprechende Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen. Dadurch sowie durch externe Einflüsse, wie etwa Windbelastung, kann es zu Pendelbewegungen und Schwingungen der Leiter kommen.

10 **[0003]** Die Steuerung von Drehleitern der hier interessierenden Art umfaßt zumeist Handhebel, mit denen die Bewegungen der einzelnen Leiterteile elektrohydraulisch oder auch direkt hydraulisch gesteuert werden können. Im Falle einer rein hydraulischen Steuerung wird die Handhebelauslenkung direkt in ein hierzu proportionales Steuersignal für ein Proportionalventil des entsprechenden Antriebs umgesetzt. Dabei können Dämpfungsventile dazu dienen, die Bewegungen weniger ruckartig und sanfter im Übergang zu machen. Dies führt häufig zu stark gedämpften Einstellungen mit tragem Ansprechverhalten.

15 **[0004]** Bei elektrohydraulischen Steuerungen wird zunächst vom Handhebel ein elektrisches Signal erzeugt, das in einem Steuergerät mit Mikroprozessor weiterverarbeitet wird und schließlich zur Steuerung eines hydraulischen Proportionalventils verwendet wird. Dabei kann das elektrische Signal durch Rampenfunktionen gedämpft werden, damit die Bewegung der Drehleiter weniger ruckartig und sanfter wird. Die Steilheit der Rampenfunktion bestimmt das Dämpfungsverhalten und ist auf der anderen Seite Maß für das Ansprechverhalten.

20 **[0005]** Sofern die bekannten Leitern Dämpfungselemente aufweisen, bedeuten dies somit in der Regel einen verhältnismäßig groben Kompromiß zwischen den Anforderungen der Schwingungsdämpfung und eines raschen Ansprechverhaltens.

[0006] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Drehleiter oder dergleichen der obigen Art zu schaffen, die eine Bahnsteuerung aufweist, die es gestattet, den Fahrkorb einer Leiter auf einer vorgegebenen Bahn verhältnismäßig rasch und unter aktiver Dämpfung auftretender Schwingungen zu bewegen.

30 **[0007]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch eine Drehleiter der obigen Art gelöst, die dadurch gekennzeichnet ist, daß die Steuerung derart ausgebildet ist, daß das idealisierte Bewegungsverhalten der Leiter in einem dynamischen Modell basierend auf Differenzialgleichungen abgebildet wird und aus dem dynamischen Modell die Vorsteuerung die Ansteuergrößen der Antriebe der Leiterteile für eine im wesentlichen schwingungsfreie Bewegung der Leiter berechnet.

[0008] Vorzugsweise sind ein Bahnplanungsmodul und ein Vorsteuerungsblock als Teile der Steuerung vorgesehen. Das Bahnplanungsmodul erzeugt eine Bewegungsbahn der Leiter im Arbeitsraum, die in Form von Zeitfunktionen für die Fahrkorbposition, Fahrkorbgeschwindigkeit, Fahrkorbbeschleunigung, den Fahrkorbruck und unter Umständen der Ableitung des Fahrkorbrucks an den Vorsteuerungsblock abgegeben wird, der seinerseits die Antriebe der Leiterteile ansteuert.

35 **[0009]** Das Bahnplanungsmodul ermöglicht vorzugsweise die Eingabe von kinematischen Beschränkungen für die Zeitfunktionen der Fahrkorbposition, Fahrkorbgeschwindigkeit, Fahrkorbbeschleunigung und den Fahrkorbruck. Das Bahnplanungsmodul kann auch die Ableitung der Funktion des Ruckes bilden.

[0010] Vorzugsweise weist das Bahnplanungsmodul Steilheitsbegrenzer zur Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen auf.

40 **[0011]** Vorzugsweise erzeugt das Bahnplanungsmodul eine stetige Funktion des Rucks, aus der durch Integration die Zeitfunktionen für Fahrkorbbeschleunigung, Fahrkorbgeschwindigkeit und Fahrkorbposition ermittelt werden. Da der Ruck den kritischen Zustand bei der Bewegung der Leiter darstellt, ist bei Zugrundelegung der Funktion des Rucks und Ableitung der übrigen Zeitfunktionen aus diesem Ruck gewährleistet, daß insgesamt eine akzeptable, weitgehend schwingungsfreie Bewegung der Leiter entsteht.

45 **[0012]** Erfindungsgemäß umfassen die Antriebe für die einzelnen Leiterteile hydraulische Proportionalventile, die elektrisch angesteuert werden. Diese Antriebe dienen zum Drehen der Leiter um die Hochachse, zum Aufrichten und Absenken der Leiter, zum Ausfahren und Einziehen der Leiter in ihrer Länge, gegebenenfalls auch für einen Neigungsausgleich, falls das die Leiter tragende Fahrzeug auf geneigtem Untergrund steht.

[0013] Die Bahnsteuerung ist modular aufgebaut. Sie besteht aus einem Bahnplanungsmodul und den Achsreglermodulen. Das Achsreglermodul kann in unterschiedlichen Ausbaustufen vorliegen. Die Grundausbaustufe umfaßt nur die Vorsteuerung. In der nächsten Ausbaustufe wird die Vorsteuerung mit dem Zustandsregler kombiniert.

50 **[0014]** Als Bahnplanungsmodul stehen zwei Alternativen zur Verfügung. Das Bahnplanungsmodul für den halbautomatischen Betrieb, bei der die Drehleiter über die Handhebel im Bedienstand gesteuert wird, und das Bahnplanungsmodul für den voll automatischen Betrieb, bei der die Drehleiter die in einer Matrix definierte Sollbahn ohne Bedienergriff selbstständig abfährt.

60 **[0015]** Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der beigelegten Zeichnung näher erläutert.

[0016] Es zeigen:

[0017] Fig. 1: Prinzipielle mechanische Struktur einer beispielhaften Drehleiter

[0018] Fig. 2: Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung

65 **[0019]** Fig. 3: Gesamtstruktur der Bahnsteuerung

[0020] Fig. 4: Struktur des Bahnplanungsmoduls

[0021] Fig. 5: Beispielhafte Bahngenerierung mit dem vollautomatischen Bahnplanungsmodul

[0022] Fig. 6: Struktur des halbautomatischen Bahnplanungsmoduls

- [0023] Fig. 7: Struktur des Achsreglers im Falle der Drehachse
 [0024] Fig. 8: Mechanischer Aufbau der Drehachse und Definition voll Modellvariablen
 [0025] Fig. 9: Struktur des Achsregler im Falle der Aufrichtachse
 [0026] Fig. 10: Mechanischer Aufbau der Aufrichtachse und Definition von Modellvariablen
 [0027] Fig. 11: Aufrichtkinematik der Aufrichtenachse
 [0028] Fig. 12: Struktur des Achsregler im Falle der Ausfahrachse
 [0029] Fig. 13: Struktur des Achsregler im Falle der Niveauachse
 [0030] In Fig. 1 ist die prinzipielle mechanische Struktur einer Drehleiter oder dergleichen dargestellt. Die Drehleiter ist zumeist auf einem Fahrzeug 1 montiert. Zur Positionierung des Fahrkorbes 3 im Arbeitsraum kann der Leitersatz 5 mit der Achse Aufrichten/Neigen 7 um den Winkel ϕ_A gekippt werden. Mit der Achse Ausfahren/Einfahren 9 kann die Leiterlänge l variiert werden. Die Achse Drehen 11 ermöglicht die Orientierung um den Winkel ϕ_D um die Hochachse. Im Falle eines nicht waagrecht stehenden Fahrzeuges kann mit der Niveauachse 13 eine unerwünschte zusätzliche Neigung beim Drehen des Leitersatzes durch Kippung des Leitergetriebes 15 um den Winkel ϕ_N ausgeglichen werden.
 [0031] In der Regel besitzt die Drehleiter ein hydraulisches Antriebssystem 21. Es besteht aus der vom Fahrmotor angetriebenen Hydraulikpumpe 23, den Proportionalventilen 25 und den Hydraulikmotoren 27 und -zylindern 29. Die hydraulische Steuerung ist meist mit Systemen mit unterlageter Förderstromregelung für die Hydraulikkreisläufe mit load-sensing Eigenschaften ausgestattet. Wesentlich ist dabei, daß die Steuerspannungen u_{SID} , u_{SLA} , u_{SiN} , u_{SIE} an den Proportionalventilen durch die unterlagerte Förderstromregelung in hierzu proportionale Förderströme Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FN} , Q_{FE} im entsprechenden Hydraulikkreislauf umgesetzt werden.
 [0032] Wesentlich ist nun, daß die Zeitfunktionen für die Steuerspannungen der Proportionalventile nicht mehr direkt aus den Handhebeln beispielsweise über Rampenfunktionen abgeleitet werden, sondern derart in der Bahnsteuerung 31 berechnet werden, daß beim Verfahren der Leiter keine Schwingungen auftreten und der Fahrkorb der gewünschten Bahn im Arbeitsraum folgt.
 [0033] Grundlage hierfür ist ein dynamisches Modell des Drehleitersystems mit Hilfe dessen basierend auf den Sensordaten mindestens einer der Größen w_v , w_h , l, ϕ_A , ϕ_D , ϕ_N und den Führungsvorgaben \dot{q}_{Ziel} oder q_{Ziel} diese Aufgabe gelöst wird.
 [0034] Im folgenden sollen nun zunächst die Gesamtstruktur (Fig. 3) der Bahnsteuerung 31 erläutert werden.
 [0035] Der Bediener gibt entweder über die Handhebel 35 an den Bedienständen oder über eine Sollpunktmatrix 37, die in einer vorherigen Fahrt der Drehleiter im Rechner abgespeichert wurde, die Zielgeschwindigkeiten oder die Zielpunkte vor. Das vollautomatische oder halbautomatische Bahnplanungsmodul (39 oder 41) berechnet unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen (max. Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck) der Drehleiter daraus die Zeitfunktionen der Soll-Fahrkorbposition bezüglich der Dreh-, Aufricht- und Ausfahrachse und deren Ableitungen, die in den Vektoren ϕ_{KDref} , ϕ_{KAref} , l_{ref} zusammengefaßt sind. Die Sollpositionsvektoren werden an die Achsregler 43, 45, 47 und 49 gegeben, die daraus unter Auswertung mindestens einer der Sensorwerte w_v , w_h , l, ϕ_A , ϕ_D , ϕ_N die Ansteuerfunktionen u_{SID} , u_{SLA} , u_{SIE} , u_{SiN} für die Proportionalventile 25 des hydraulischen Antriebssystems 21 berechnen.
 [0036] Im weiteren werden nun die einzelnen Komponenten der Bahnsteuerung detailliert beschrieben.
 [0037] Fig. 4 zeigt die Schnittstellen des Bahnplanungsmoduls 39 oder 41. Im Falle des vollautomatischen Bahnplanungsmoduls 39 wird der Zielpositionsvektor für den Fahrkorbmittelpunkt in Form der Koordinaten $q_{Ziel} = [\phi_{KDZiel}, \phi_{KAZiel}, l_{Ziel}]^T$ vorgegeben. ϕ_{KDZiel} ist die Zielwinkelkoordinate in Richtung der Drehachse 11 für den Fahrkorbmittelpunkt. ϕ_{KAZiel} ist die Zielwinkelkoordinate in Richtung der Aufricht/Neigen-Achse 7 für den Fahrkorbmittelpunkt. l_{Ziel} ist die Zielposition in Richtung der Achse Aus/Einfahren 9 für den Fahrkorbmittelpunkt. Im Falle des halbautomatischen Bahnplanungsmoduls 41 ist Eingangsgröße der Zielgeschwindigkeitsvektor

$$\dot{q}_{Ziel} = [\dot{\phi}_{KDZiel}, \dot{\phi}_{KAZiel}, \dot{l}_{Ziel}]^T.$$

Die Komponenten des Zielgeschwindigkeitsvektors sind analog zum Zielpositionsvektor die Zielgeschwindigkeit in Richtung der Drehachse $\dot{\phi}_{KDZiel}$, folgend von der Zielgeschwindigkeit der Aufrichten/Neigen-Achse $\dot{\phi}_{KAZiel}$ und der Aus- bzw. Einfahrtgeschwindigkeit des Leitersatzes \dot{l}_{Ziel} . Im Bahnplanungsmodul 39 oder 41 werden aus diesen vorgegebenen Größen die Zeitfunktionsvektoren für die Fahrkorbposition bezüglich der Drehwinkelkoordinate und deren Ableitungen ϕ_{KDref} , für die Fahrkorbposition bezüglich der Aufrichtwinkelkoordinate und deren Ableitungen ϕ_{KAref} und für die Fahrkorbposition bezüglich der Ausfahrachse und deren Ableitungen l_{Kref} berechnet. Jeder Vektor umfaßt maximal 5 Komponenten bis zur 4. Ableitung. Im Falle der Aufrichten/Neigen Achse sind die einzelnen Komponenten:

- ϕ_{KAref} : Soll-Winkelposition Fahrkorbmittelpunkt in Richtung Aufrichtwinkel
- $\dot{\phi}_{KAref}$: Soll-Winkelgeschwindigkeit Fahrkorbmittelpunkt in Richtung Aufrichtwinkel
- $\ddot{\phi}_{KAref}$: Soll-Winkelbeschleunigung Fahrkorbmittelpunkt in Richtung Aufrichtwinkel
- $\ddot{\phi}_{KAref}$: Soll-Ruck Fahrkorbmittelpunkt in Richtung Aufrichtwinkel
- $\ddot{\phi}_{KAref}$: Ableitung Soll-Ruck Fahrkorbmittelpunkt in Richtung Aufrichtwinkel

[0038] Die Vektoren für die Dreh- und Ausfahrachse sind analog aufgebaut.

[0039] Fig. 5. zeigt beispielhaft die generierten Zeitfunktionen für die Soll-Winkelpositionen ϕ_{KD} , ϕ_{KA} , Soll-Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\phi}_{KD}$, $\dot{\phi}_{KA}$, Soll-Winkelbeschleunigungen, $\ddot{\phi}_{KD}$, $\ddot{\phi}_{KA}$ und Soll-Ruck $\ddot{\phi}_{KD}$, $\ddot{\phi}_{KA}$ aus dem vollautomatischen Bahnplanungsmodul für eine Bewegung mit der Dreh- und Aufrichten/Neigen-Achse vom Startpunkt $\phi_{KDstart} = 0^\circ$, $\phi_{KAstart} = 0^\circ$ zum Zielpunkt $\phi_{KDZiel} = 90^\circ$, $\phi_{KAZiel} = 20^\circ$. Die Zeitfunktionen werden dabei so berechnet, daß keine der vorgegebenen kinematischen Beschränkungen, wie die maximalen Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\phi}_{Dmax}$, $\dot{\phi}_{Amax}$, die maximalen Winkelbeschleunigungen $\ddot{\phi}_{Dmax}$, $\ddot{\phi}_{Amax}$ oder der maximale Ruck $\ddot{\phi}_{Dmax}$, $\ddot{\phi}_{Amax}$ überschritten wird. Hierzu wird die Bewegung in drei Phasen eingeteilt. Eine Beschleunigungsphase I, eine Phase konstanter Geschwindigkeit II, die auch entfallen kann, und einer Abbremsphase III. Für die Phasen I und III wird als Zeitfunktion für den Ruck ein Polynom 3. Ordnung angenommen. Als Zeitfunktion für die Phase II wird stets eine konstante Geschwindigkeit angenommen. Durch Integration der Ruckfunktion werden die fehlenden Zeitfunktionen für die Beschleunigung, Geschwindigkeit und Posi-

tion errechnet. Die noch freien Koeffizienten in den Zeitfunktionen werden durch die Randbedingungen beim Start der Bewegung, an den Übergangsstellen zur nächsten bzw. vorangegangenen Bewegungsphase bzw. am Zielpunkt sowie die kinematischen Beschränkungen festgelegt, wobei bezüglich jeder Achse alle kinematischen Bedingungen überprüft werden müssen. Im Falle des Beispiels aus Fig. 5 ist in der Phase I und III die kinematische Beschränkung der maximalen Beschleunigung für die Drehachse $\ddot{\phi}_{Dmax}$ limitierend wirksam, in Phase II die maximale Geschwindigkeit der Drehachse $\dot{\phi}_{Dmax}$. Die anderen Achsen werden zu der die Bewegung hinsichtlich der Fahrzeit begrenzenden Achse dazu synchronisiert. Die Zeitoptimalität der Bewegung wird dadurch erreicht, daß in einem Optimierungslauf die minimale Gesamtfahrzeit über die Varierung des Anteils der Beschleunigungs- und Abbremsphase an der Gesamtbewegung bestimmt wird.

[0040] Fig. 6 zeigt den die Drehachse betreffenden Ausschnitt aus der Struktur des halbautomatischen Bahnplaners. Die Zielgeschwindigkeit des Fahrkorbes vom Handhebel des Bedienstandes $\dot{\phi}_{KDZiel}$ wird zunächst auf den Wertebereich der maximal erreichbaren Geschwindigkeit $\dot{\phi}_{Dmax}$ normiert. Damit wird erreicht, daß die Maximalgeschwindigkeit nicht überschritten wird. Der halbautomatische Bahnplaner besteht aus 2 Steilheitsbegrenzer 2. Ordnung je Achse, einem für den Normalbetrieb **61** und einen für den Schnellstop **63**, zwischen denen über die Umschaltlogik **67** hin- und hergeschaltet werden kann. Die Zeitfunktionen am Ausgang werden durch Integration **65** gebildet. Der Signallauf im halbautomatischen Bahnplaner soll nun anhand Fig. 6 erläutert werden.

[0041] Im Steilheitsbegrenzer für den Normalbetrieb **61** wird zunächst eine Soll-Istwert-Differenz zwischen der Zielgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{KDZiel}$ und der gegenwärtigen Sollgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{KDref}$ gebildet. Die Differenz wird mit der Konstanten K_{S1} (Block **73**) verstärkt und ergibt die Zielbeschleunigung $\ddot{\phi}_{KDZiel}$. Ein nachgeschaltetes Begrenzungsglied **69** begrenzt den Wert auf die maximale Beschleunigung $\pm\ddot{\phi}_{Dmax}$. Um das dynamische Verhalten zu verbessern, wird bei Bildung der Soll-Ist-Wert-Differenz zwischen Zielgeschwindigkeit und derzeitiger Soll-Geschwindigkeit berücksichtigt, daß durch die Ruckbegrenzung $\pm\ddot{\phi}_{Dmax}$ bei der derzeitigen Soll-Beschleunigung $\ddot{\phi}_{KDref}$ nur die maximale Geschwindigkeitsänderung

$$\Delta\dot{\phi}_{Dmax} = \frac{\ddot{\phi}_{KDref} |\dot{\phi}_{KDref}|}{2\ddot{\phi}_{Dmax}} \quad (1)$$

erreichbar ist, die im Block **71** berechnet wird. Deshalb wird dieser Wert auf die aktuelle Soll-Geschwindigkeit $\dot{\phi}_{KDref}$ addiert, wodurch die Dynamik des Gesamtsystems verbessert wird. Hinter dem Begrenzungsglied **69** liegt dann die Zielbeschleunigung $\ddot{\phi}_{KDZiel}$ vor. Mit der gegenwärtigen Sollbeschleunigung $\ddot{\phi}_{KDref}$ wird wiederum eine Soll-Ist-Wert-Differenz gebildet. Im Kennlinienblock **75** wird daraus der Soll-Ruck $\ddot{\phi}_{KDref}$ gemäß

$$\ddot{\phi}_{KDref} = \begin{cases} +\ddot{\phi}_{Dmax} & \text{für } \ddot{\phi}_{KDZiel} - \ddot{\phi}_{KDref} > 0 \\ 0 & \text{für } \ddot{\phi}_{KDZiel} - \ddot{\phi}_{KDref} = 0 \\ -\ddot{\phi}_{Dmax} & \text{für } \ddot{\phi}_{KDZiel} - \ddot{\phi}_{KDref} < 0 \end{cases} \quad (2)$$

gebildet. Durch Filterung wird der blockförmige Verlauf dieser Funktion abgeschwächt. Aus der nun berechneten Soll-ruckfunktion $\ddot{\phi}_{KDref}$ werden durch Integration im Block **65** die Soll-Beschleunigung $\ddot{\phi}_{KDref}$ die Soll-Geschwindigkeit $\dot{\phi}_{KDref}$ und die Soll-Position ϕ_{KDZiel} bestimmt. Die Ableitung des Soll-Ruckes wird durch Differentiation im Block **65** und gleichzeitige Filterung aus dem Soll-Ruck $\ddot{\phi}_{KDref}$ bestimmt.

[0042] Im Normalbetrieb werden die kinematischen Beschränkungen $\ddot{\phi}_{Dmax}$ und $\dot{\phi}_{Dmax}$ sowie die Proportionalverstärkung K_{S1} so vorgegeben, daß für den Mitfahrer im Fahrkorb sich bei der Betätigung der Drehleiter ein subjektiv angenehmes und sanftes dynamisches Verhalten ergibt. Dies bedeutet, daß maximaler Ruck und Beschleunigung etwas niedriger angesetzt werden, als es das mechanische System erlauben würde. Jedoch ist insbesondere bei hohen Verfahrensgeschwindigkeiten der Nachlauf des Systems hoch. D. h. gibt der Bediener aus voller Geschwindigkeit die Zielgeschwindigkeit 0 vor, so benötigt die Drehleiter einige Sekunden bis sie zum Stillstand kommt. Da derartige Vorgaben insbesondere in Notsituation mit drohender Kollision gemacht werden, wird deshalb ein zweiter Betriebsmodus eingeführt, der einen Schnellstop der Drehleiter vorsieht. Hierzu wird dem Steilheitsbegrenzer für den Normalbetrieb **61** ein zweiter Steilheitsbegrenzer **63** parallelgeschaltet, der strukturell einen identischen Aufbau hat. Jedoch werden die Parameter, die den Nachlauf bestimmen, bis zur mechanischen Belastbarkeitsgrenze der Drehleiter erhöht. Deshalb ist dieser Steilheitsbegrenzer mit der maximalen Schnellstopbeschleunigung $\ddot{\phi}_{Dmax2}$ und dem maximalen Schnellstopruck $\ddot{\phi}_{Dmax2}$ sowie die Schnellstop-Proportionalverstärkung K_{S2} parametrisiert. Zwischen den beiden Steilheitsbegrenzern wird über eine Umschaltlogik **67** hin- und hergeschaltet, die aus dem Handhebelsignal, den Notstop identifiziert. Ausgang des Schnellstop-Steilheitsbegrenzer **63** ist wie beim Steilheitsbegrenzer für den Normalbetrieb der Soll-Ruck $\ddot{\phi}_{KDref}$. Die Berechnung der anderen Zeitfunktionen erfolgt auf gleiche Art und Weise wie beim Normalbetrieb im Block **65**.

[0043] Damit stehen am Ausgang des halbautomatischen Bahnplaners ebenso wie beim vollautomatischen Bahnplaner die Zeitfunktionen für die Sollposition des Fahrkorbes in Drehrichtung und deren Ableitung unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen zur Verfügung.

[0044] Die Zeitfunktionen werden auf die Achsregler gegeben. Zunächst soll die Struktur des Achsreglers für die Drehachse anhand Fig. 7 erläutert werden.

[0045] Die Ausgangsfunktionen des Bahnplanungsmoduls in Form der Sollfahrkorbposition in Drehrichtung sowie deren Ableitungen (Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck, und Ableitung des Ruckes) werden auf den Vorsteuerungsblock **71** gegeben. Im Vorsteuerungsblock werden diese Funktionen so verstärkt, daß sich resultierend ein bahngenaues Fahren der Leiter ohne Schwingungen unter den idealisierten Voraussetzungen des dynamischen Modells ergibt. Grundlage für die Bestimmung der Vorsteuerungsverstärkungen ist das dynamische Modell, das in den folgenden Abschnitten

für die Drehachse hergeleitet wird. Damit ist unter diesen idealisierten Voraussetzungen das Schwingen der Drehleiter unterdrückt und der Fahrkorb folgt der generierten Bahn.

[0046] Da jedoch Störungen wie Windeinflüsse auf die Drehleiter wirken können und das idealisierte Modell die real vorhandenen dynamischen Verhältnisse nur in Teilaspekten wiedergeben kann, kann optional die Vorsteuerung um einen Zustandsreglerblock 73 ergänzt werden. In diesem Block wird mindestens eine der Meßgrößen Drehwinkel φ_D , Drehwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_D$, Biegung des Leitersatzes in horizontaler Richtung (Drehrichtung) w_h oder die Ableitung der Biegung \dot{w}_h verstärkt und wieder auf den Stelleingang rückgeführt. Die Ableitung der Meßgrößen φ_D und w_h wird numerisch in der Mikroprozessorsteuerung gebildet.

[0047] Da die hydraulischen Antriebsaggregate durch nichtlineare dynamische Eigenschaften (Hysterese, Totgang) gekennzeichnet sind, wird der nun aus Vorsteuerung und optional Zustandsreglerausgang gebildete Wert für den Stelleingang u_{Dref} im Block Hydraulikkompensation 75 so verändert, daß sich resultierend lineares Verhalten des Gesamtsystems annehmen läßt. Ausgang des Blockes 75 (Hydraulikkompensation) ist die korrigierte Stellgröße u_{SID} . Dieser Wert wird dann auf das Proportionalventil des Hydraulikkreislaufes für die Drehachse gegeben.

[0048] Zur detaillierten Erläuterung der Vorgehensweise soll nun die Herleitung des dynamischen Modells für die Drehachse dienen, die Grundlage für die Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen und des Zustandsreglers ist.

[0049] Hierzu gibt Fig. 8 Erläuterungen zur Definition der Modellvariablen. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Drehposition φ_D des Leitergetriebes bezüglich des Inertialsystems mit den Einheitsvektoren e_{11} bis e_{13} und der Korbdrehposition φ_{KD} , die wegen der Biegung w_h für kleine Biegungen gemäß dem Zusammenhang

$$\varphi_{KD} = \varphi_D - \frac{w_h}{l} \quad (3) \quad 20$$

berechnet wird. l ist dabei die Leiterlänge. Dieses dynamische System kann durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$(J_D(l) + m_K l^2) \cos^2 \varphi_A \cdot \ddot{\varphi}_D - m l \cos \varphi_A \cdot \ddot{w}_h = M_{MD} - b_D \dot{\varphi}_D \quad (4) \quad 25$$

$$- m l \cos \varphi_A \cdot \ddot{\varphi}_D + m \cdot \ddot{w}_h + b_{DL} \cdot \dot{w}_h + c_{DL}(l) \cdot w_h = 0 \quad 30$$

[0050] J_D ist das Trägheitsmoment des Leitergetriebes und des Leitersatzes um die Drehachse. m_K ist die Masse des Fahrkorbes, m ist die reduzierte Masse, die sich aus der Modellbetrachtung ergibt, daß die homogene Massenverteilung des Leitersatzes auf zwei Punktmassen reduziert wird. Die eine Punktmasse wird auf den Drehmittelpunkt im Leitergetriebe reduziert, die zweite Punktmasse ist der Mittelpunkt des Fahrkorbes. Dementsprechend berechnet sich die reduzierte Masse aus der Gesamtmasse des Leitersatzes m_L gemäß $m = m_L \alpha$. Der Parameter α wird aus Frequenzgangmessungen bestimmt. M_{MD} ist das antreibende Motordrehmoment. b_D ist die viskose Reibung des Drehantriebes. Die erste Gleichung von (4) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung für das Drehleitergetriebe, wobei die Rückwirkung durch die Biegung des Leitersatzes auf das Drehleitergetriebe berücksichtigt wird. Die zweite Gleichung von (4) ist die Bewegungsgleichung, welche die Biegung w_h beschreibt, wobei die Anregung der Biegungsschwingung durch die Drehung des Leitersatzes über die Winkelbeschleunigung des Drehleitergetriebes oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird. In der zweiten Gleichung von (4) ist dabei der Parameter c_{DL} die Steifigkeit des Leitersatzes und b_{DL} die Dämpfungskonstante für die Leiterschwingung. Für die Steifigkeit wird, da diese stark vom Ausfahrzustand des Leitersatzes l abhängt, eine Funktion in Abhängigkeit von l aus FEM Simulationen berechnet. Deshalb ist im weiteren für c_{DL} stets $c_{DL}(l)$ anzunehmen. Dies gilt auch für das aus konstruktiven Daten berechnete Trägheitsmoment J_D , das ebenfalls eine Funktion in Abhängigkeit von l ist.

[0051] Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$M_{MD} = i_D \frac{V}{2\pi} \Delta p_D \quad \Delta p_D = K_{kompr} \dot{Q}_{CD} \quad 50$$

$$Q_{CD} = Q_{FD} - i_D \frac{V}{2\pi} \dot{\varphi}_D \quad 55$$

$$Q_{FD} = K_{PD} u_{SID} \quad K_{kompr} = \frac{1}{V\beta} \quad (5) \quad 60$$

[0052] i_D ist das Übersetzungsverhältnis zwischen Motordrehzahl und Drehgeschwindigkeit des Leitergetriebes, V ist das Schluckvolumen des Hydraulikmotors, Δp_D ist der Druckabfall über dem hydraulischen Antriebsmotor, β ist die ÖlkompRESSIBILITÄT, Q_{CD} ist der Kompressibilitätsstrom, Q_{FD} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Drehen und K_{PD} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt.

[0053] Die Gleichungen können nun in Zustandsraumdarstellung (siehe auch O. Föllinger: Regelungstechnik, 7. Aufl., Hüthig Verlag, Heidelberg, 1992) transformiert werden. Es ergibt sich die folgende Zustandsraumdarstellung des Systems.

Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_D &= \underline{A}_D \underline{x}_D + \underline{B}_D u_D \\ \underline{y}_D &= \underline{C}_D \underline{x}_D \end{aligned} \quad (6)$$

mit:

Zustandsvektor

$$\underline{x}_D = \begin{bmatrix} w_h \\ \dot{w}_h \\ \varphi_D \\ \dot{\varphi}_D \\ M_{MD} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Steuergröße

$$u_D = u_{Std} \quad (8)$$

Ausgangsgröße

$$y_D = \varphi_{KD} \quad (9)$$

Systemmatrix

$$\underline{A}_D = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{DL} J_{DK}}{m(J_{DK} - ml^2)} & -\frac{b_{DL} J_{DK}}{m(J_{DK} - ml^2)} & 0 & -\frac{b_{DL}}{b_D l} & \frac{l}{J_{DK} - ml^2} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{b_D} & 0 \\ -\frac{c_{DL} l}{\cos \varphi_A (J_{DK} - ml^2)} & -\frac{b_{DL} l}{\cos \varphi_A (J_{DK} - ml^2)} & 0 & -\frac{\cos^2 \varphi_A (J_{DK} - ml^2)}{\cos^2 \varphi_A (J_{DK} - ml^2)} & \frac{\cos^2 \varphi_A (J_{DK} - ml^2)}{\cos^2 \varphi_A (J_{DK} - ml^2)} \\ 0 & 0 & 0 & -i_D^2 \frac{V}{4\pi^2 \beta} & 0 \end{bmatrix}$$

$$J_{DK}(l) = J_D(l) + m_K l^2 \quad (10)$$

Steuervektor

$$\underline{B}_D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{i_D K_{PD}}{2\pi\beta} \end{bmatrix} \quad (11)$$

Ausgangsvektor

$$\underline{C}_D = \begin{bmatrix} -\frac{1}{l} & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

[0054] Das dynamische Modell der Drehachse wird als parameterveränderliches System bezüglich der Ausfahrlänge l und des Aufrichtwinkels φ_A aufgefaßt. Die Gleichungen (6) bis (12) sind Grundlage für den nun beschriebenen Entwurf der Vorsteuerung **71** und des Zustandsreglers **73**.

[0055] Eingangsgrößen des Vorsteuerungsblock **71** sind die Soll-Winkelposition φ_{KDref} , die Soll-Winkelgeschwindig-

keit $\dot{\varphi}_{KDref}$, die Soll-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{KDref}$ der Soll-Ruck $\ddot{\varphi}_{KDref}$ und ggf. die Ableitung des Soll-Rucks. Der Führungsgrößen \underline{w}_D ist damit

$$\underline{w}_D = \begin{bmatrix} \varphi_{KDref} \\ \dot{\varphi}_{KDref} \\ \ddot{\varphi}_{KDref} \\ \ddot{\varphi}_{KDref} \\ (\ddot{\varphi}_{KDref}) \end{bmatrix} \quad (13)$$

[0056] Im Vorsteuerungsblock 71 werden die Komponenten von \underline{w}_D mit den Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} gewichtet und deren Summe auf den Stelleingang gegeben. Im Falle, daß der Achsregler für die Drehachse keinen Zustandsreglerblock 73 umfaßt, ist dann die Größe u_{Dvorst} aus dem Vorsteuerungsblock gleich der Referenzansteuerspannung u_{Dref} , die nach Kompensation der Hydraulik-Nichtlinearität als Ansteuerspannung u_{Std} auf das Proportionalventil gegeben wird. Die Zustandsraumdarstellung (6) erweitert sich dadurch zu

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_D &= \underline{A}_D \underline{x}_D + \underline{B}_D \underline{S}_D \underline{w}_D \\ \underline{y}_D &= \underline{C}_D \underline{x}_D \end{aligned} \quad (14)$$

mit der Vorsteuerungsmatrix

$$\underline{S}_D = [K_{VD0} K_{VD1} K_{VD2} K_{VD3} K_{VD4}] \quad (15)$$

[0057] Wird die Matrizengleichung (14) ausgewertet, so kann als algebraische Gleichung für den Vorsteuerungsblock geschrieben werden, wobei u_{Dvorst} die unkorrigierte Sollansteuerspannung für das Proportionalventil basierend auf dem idealisierten Modell ist.

$$u_{Dvorst} = K_{VD0} \varphi_{KDref} + K_{VD1} \dot{\varphi}_{KDref} + K_{VD2} \ddot{\varphi}_{KDref} + K_{VD3} \ddot{\varphi}_{KDref} (+K_{VD4} \ddot{\varphi}_{KDref}) \quad (16)$$

[0058] Die K_{VD0} bis K_{VD4} sind die Vorsteuerungsverstärkungen die in Abhängigkeit des aktuellen Aufrichtwinkels φ_A und der Ausfahrlänge l des Leitersatzes berechnet werden, daß der Fahrkorb ohne Schwingungen bahngenaue der Solltrajektorie folgt.

[0059] Die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} werden wie folgt berechnet. Bezüglich der Regelgröße Fahrkorbwinkel φ_{KD} läßt sich die Übertragungsfunktion ohne Vorsteuerungsblock wie folgt aus den Zustandsgleichungen (6) bis (12) gemäß dem Zusammenhang

$$G(s) = \frac{\varphi_{KD}(s)}{u_{Dvorst}(s)} = \underline{C}_D (sI - \underline{A}_D)^{-1} \underline{B}_D \quad (17)$$

angeben. Daraus folgt für die Übertragungsfunktion der folgende Ausdruck:

$$G(s) = \frac{\frac{K_{PD} i_D}{\beta 2 \pi} (m(1 - \cos \varphi_A) s^2 + b_{DL} s + c_{DL})}{m \cos^2 \varphi_A (J_D - m l^2 + m_K l^2) s^5 + (b_{DL} \cos^2 \varphi_A (J_D + m_K l^2) + m b_D) s^4 + (c_{DL} \cos^2 \varphi_A (J_D + m_K l^2) + b_D b_{DL} + m \frac{i_D^2 V}{\beta 4 \pi^2}) s^3 + (b_D c_{DL} + b_{DL} \frac{i_D^2 V}{\beta 4 \pi^2}) s^2 + c_{DL} \frac{i_D^2 V}{\beta 4 \pi^2} s} \quad (18)$$

[0060] Nun muß der Vorsteuerungsblock bei der Übertragungsfunktion berücksichtigt werden. Dadurch wird aus (18):

$$G_{VD}(s) = \frac{\varphi_{KD}}{\varphi_{KDref}} = G(s) \cdot (K_{VD0} + K_{VD1} s + K_{VD2} s^2 + K_{VD3} s^3 + K_{VD4} s^4) \quad (19)$$

[0061] Dieser Ausdruck hat nach Ausmultiplizieren die folgende Struktur:

$$\frac{\varphi_{KD}}{\varphi_{KDref}} = \frac{...b_2(K_{VDi}) \cdot s^2 + b_1(K_{VDi}) \cdot s + b_0(K_{VDi})}{...a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0} \quad (20)$$

[0062] Zur Berechnung der Verstärkungen K_{VDi} (K_{VD0} bis K_{VD4}) sind lediglich die Koeffizienten b_4 bis b_0 und a_4 bis a_0 von Interesse. Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckes und ggf. der Ableitung des Ruckes ergibt sich genau dafür, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion der Drehachse der Drehleiter nach Gl. 19 bzw. 20 in ihren Koeffizienten b_i und a_i den folgenden Bedingungen genügt:

$$\begin{aligned} \frac{b_0}{a_0} &= 1 \\ \frac{b_1}{a_1} &= 1 \\ \frac{b_2}{a_2} &= 1 \\ \frac{b_3}{a_3} &= 1 \\ \frac{b_4}{a_4} &= 1 \end{aligned} \quad (21)$$

[0063] Dieses lineare Gleichungssystem kann in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} aufgelöst werden.

[0064] Beispielhaft sei dies für den Fall des Modells nach Gl. 6 bis 12 gezeigt. Die Auswertung von Gl. 19 ergibt für die Koeffizienten b_i und a_i

$$\begin{aligned} a_0 &= 0 \\ b_0 &= K_{VD0} \frac{K_{PD} i_D}{2\pi\beta} \\ a_1 &= \frac{c_{DL} i_D^2 V}{4\pi^2 \beta} \\ b_1 &= (c_{DL} K_{VD1} + b_{DL} K_{VD0}) \frac{K_{PD} i_D}{2\pi\beta} \\ a_2 &= \frac{b_{DL} i_D^2 V}{4\pi^2 \beta} + c_{DL} b_D \\ b_2 &= (m(\cos \varphi_A - 1) K_{VD0} + b_{DL} K_{VD1} + c_{DL} K_{VD2}) \frac{K_{PD} i_D}{2\pi\beta} \\ a_3 &= J_{DK} c_{DL} \cos^2 \varphi_A + b_{DL} b_D + m \frac{i_D^2 V}{4\pi^2 \beta} \\ b_3 &= (m(\cos \varphi_A - 1) K_{VD1} + b_{DL} K_{VD2} + c_{DL} K_{VD3}) \frac{K_{PD} i_D}{2\pi\beta} \\ a_4 &= J_{DK} b_{DL} \cos^2 \varphi_A + m b_D \\ b_4 &= (m(\cos \varphi_A - 1) K_{VD2} + b_{DL} K_{VD3} + c_{DL} K_{VD4}) \frac{K_{PD} i_D}{2\pi\beta} \end{aligned} \quad (22)$$

[0065] Das Gleichungssystem (22) ist linear bezüglich der Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} und kann nun nach K_{VD0} bis K_{VD4} aufgelöst werden. Damit erhält man die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} zu:

$$K_{VD0} = 0$$

$$K_{VD1} = \frac{i_D V}{2\pi K_{PD}}$$

$$K_{VD2} = \frac{b_D 2\pi\beta}{i_D K_{PD}}$$

(23)

$$K_{VD3} = \frac{(4c_{DL}\beta\pi^2 \cos^2 \varphi_A (J_D + m_K l^2) + \cos \varphi_A m i_D^2 V)}{2\pi c_{DL} i_D K_{PD}}$$

$$K_{VD4} = \frac{m \cos \varphi_A (-b_{DL} \frac{i_D^2 V}{4\pi^2 \beta} + c_{DL} b_D) \beta 2\pi}{c_{DL}^2 i_D K_{PD}}$$

[0066] Dies hat zum Vorteil, daß diese Vorsteuerungsverstärkungen nunmehr in Abhängigkeit von den Modellparametern vorliegen. Im Falle von Modell nach Gl. (6) bis (12) sind die Systemparameter K_{PD} , i_D , V , l , φ_A , β , J_D , m , m_K , c_{DL} , b_{DL} , b_D . 20

[0067] Die Veränderung von Modellparametern wie des Aufrichtwinkels φ_A und der Leiterlänge l kann sofort in der Veränderung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden. So können diese in Abhängigkeit der Meßwerte von φ_A und l stets nachgeführt werden. Das heißt, wird mit der Achse Aus/Einfahren eine andere Ausfahrlänge l des Leitersatzes angefahren, so verändern sich dadurch automatisch die Vorsteuerungsverstärkungen der Drehachse, so daß resultierend stets das pendeldämpfende Verhalten der Vorsteuerung beim Verfahren des Fahrkorbes erhalten bleibt. 25

[0068] Desweiteren können bei Übertragung auf einen anderen Drehleitertyp mit anderen technischen Daten (wie bspw. verändertes m) die Vorsteuerungsverstärkungen sehr schnell angepaßt werden.

[0069] Die Parameter K_{PD} , i_D , V , β , m , m_K , stehen aus dem Datenblatt der technischen Daten zur Verfügung. Als Korbmasse wird ein durchschnittlicher Wert oder ein Meßwert aus Sensordaten angenommen. Grundsätzlich als veränderliche Systemparameter werden die Parameter l , φ_A aus Sensordaten ermittelt. Die Parameter J_D , c_{DL} sind aus FEM-Untersuchungen bekannt. Die Dämpfungsparameter b_{DL} , b_D werden aus Frequenzgangmessungen bestimmt. 30

[0070] Mit dem Vorsteuerungsblock ist es nun möglich die Drehachse der Drehleiter so anzusteuern, daß unter den idealisierten Bedingungen des dynamischen Modells nach Gl. (6) bis (12) keine Schwingungen des Fahrkorbes beim Verfahren der Drehachse auftreten und der Fahrkorb der vom Bahnplanungsmodul generierten Bahn bahngenaue folgt. Das dynamische Modell ist jedoch nur eine abstrahierte Wiedergabe der realen dynamischen Verhältnisse. Zudem können auf die Drehleiter von außen Störungen (Wie starker Windangriff o. ä.) wirken. 35

[0071] Deshalb wird der Vorsteuerungsblock 71 von einem Zustandsregler 73 unterstützt. Im Zustandsregler wird mindestens eine der Meßgrößen w_h , \dot{w}_h , φ_D , $\dot{\varphi}_D$, M_{MD} mit einer Reglerverstärkung gewichtet und auf den Stelleingang zurückgeführt. Dort wird die Differenz zwischen dem Ausgangswert des Vorsteuerungsblockes 71 und dem Ausgangswert des Zustandsreglerblockes 73 gebildet. Ist der Zustandsreglerblock vorhanden, muß dieser bei der Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden. 40

[0072] Durch die Rückführung verändert sich Gl. (14) zu

$$\begin{aligned} \dot{x}_D &= (\underline{A}_D - \underline{B}_D \underline{K}_D) x_D + \underline{B}_D \underline{S}_D w_D \\ y_D &= \underline{C}_D x_D \end{aligned} \quad (24)$$

[0073] \underline{K}_D ist die Matrix der Reglerverstärkungen des Zustandsreglers. Dementsprechend verändert sich auch die beschreibende Übertragungsfunktion, die Grundlage für die Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen ist, nach (17) zu 50

$$G_{DR}(s) = \frac{\varphi_{KD}(s)}{u_{Dvorsl}(s)} = \underline{C}_D (s \underline{I} - \underline{A}_D + \underline{B}_D \underline{K}_D)^{-1} \underline{B}_D \quad (25)$$

[0074] Im Falle der Drehachse lautet die Übertragungsfunktion im Falle der Rückführung der Größen w_h , \dot{w}_h , φ_D , $\dot{\varphi}_D$: 55

$$\begin{aligned}
G_{DR}(s) = & \frac{2\pi K_{PD} i_D (m(\cos \varphi_A - 1)s^2 + b_{DL}s + c_{DL})}{4\pi^2 \beta m \cos^2 \varphi_A (J_D - m l^2 + m_K l^2) s^5 + 4\pi^2 \beta (b_{DL} \cos^2 \varphi_A (J_D + m_K l^2) + m b_D) s^4 +} \\
& \frac{\beta 4\pi^2 (c_{DL} \cos^2 \varphi_A (J_D + m_K l^2) + b_D b_{DL} + m \frac{i_D^2 V}{\beta 4\pi^2} + \frac{m i_D K_{PD} (k_{4D} + k_{2D} l \cos \varphi_A)}{2\pi \beta}) s^3}{+ 4\pi^2 \beta (b_D c_{DL} + b_{DL} \frac{i_D^2 V}{\beta 4\pi^2} + \frac{K_{PD} i_D (b_{DL} k_{4D} + l m \cos \varphi_A k_{1D} + m k_{3D})}{2\pi \beta}) s^2 +} \\
& \frac{(c_{DL} i_D^2 V + 2\pi K_{PD} i_D (b_{DL} k_{3D} + c_{DL} k_{4D}) s + 2\pi K_{PD} i_D c_{DL} k_{3D})}{(26)}
\end{aligned}$$

[0075] Die Variablen k_{1D} , k_{2D} , k_{3D} , k_{4D} sind die Reglerverstärkungen des Zustandsreglers, die die Größen w_{li} , \dot{w}_{li} , φ_D , $\dot{\varphi}_D$, geeignet gewichtet auf den Stelleingang zurückführen.

[0076] Zur Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen K_{VDi} (K_{VD0} bis K_{VD4}) wird wiederum zunächst (26) analog zu (19) um die Aufschaltung der Führungsgrößen erweitert.

$$G_{VDR}(s) = \frac{\varphi_{KD}}{\varphi_{KDref}} = G_{DR}(s) \cdot (K_{VD0} + K_{VD1}s + K_{VD2}s^2 + K_{VD3}s^3 + K_{VD4}s^4) \quad (27)$$

[0077] Dieser Ausdruck die gleiche Struktur bzgl. K_{VDi} (K_{VD0} bis K_{VD4}) wie Gl. (20). Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckes und ggf. der Ableitung des Ruckes ergibt sich genau dann, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion der Drehachse der Drehleiter nach Gl. 27 in ihren Koeffizienten b_i und a_i der Bedingung (21) genügt.

[0078] Dies führt wieder auf ein lineares Gleichungssystem analog zu (22), welches in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} aufgelöst werden kann. Jedoch sind die Koeffizienten b_i und a_i neben den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} nun auch von den bekannten Reglerverstärkungen k_{1D} , k_{2D} , k_{3D} , k_{4D} des Zustandsreglers abhängig, deren Herleitung im folgenden Teil der Erfindungsbeschreibung erläutert wird.

[0079] Für die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} des Vorsteuerungsblockes 71 erhält unter Berücksichtigung des Zustandsreglerblockes 73:

$$\begin{aligned}
K_{VD0} &= k_{3D} \\
K_{VD1} &= \frac{i_D V}{2\pi K_{PD}} + k_{4D} \\
K_{VD2} &= \frac{b_D 2\pi \beta}{i_D K_{PD}} + \frac{m \cos \varphi_A}{c_{DL}} (l \cdot k_{1D} + k_{3D}) \\
K_{VD3} &= \frac{(4c_{DL} \beta \pi^2 \cos^2 \varphi_A (J_D + m_K l^2) + \cos \varphi_A m i_D^2 V)}{2\pi c_{DL} i_D K_{PD}} + \\
& \quad \frac{m \cos \varphi_A}{c_{DL}^2} (c_{DL} (l k_{2D} + k_{4D}) - b_{DL} (l k_{1D} + k_{3D})) \\
K_{VD4} &= \frac{m \cos \varphi_A (-b_{DL} i_D^2 V + 4\pi^2 \beta c_{DL} b_D)}{2c_{DL}^2 i_D K_{PD} \pi} - \frac{m \cos \varphi_A}{c_{DL}^3} (c_{DL} m (\cos \varphi_A - 1) (l k_{1D} + k_{3D}) + \\
& \quad - c_{DL} b_{DL} (l k_{2D} + k_{4D}) + b_{DL}^2 (k_{3D} + l k_{1D})) \quad (28)
\end{aligned}$$

[0080] Damit sind mit Gl. (28) analog zu Gl. (23) die Vorsteuerungsverstärkungen bekannt, die ein schwingungsfreies und bahngenaues Verfahren des Fahrkorbes in Drehrichtung basierend auf dem idealisierten Modell garantieren. Jedoch sind nun die Zustandsreglerverstärkungen k_{1D} , k_{2D} , k_{3D} , k_{4D} zu bestimmen. Dies soll im weiteren erläutert werden.

[0081] Die Reglerückführung 73 ist als Zustandsregler ausgeführt. Ein Zustandsregler ist dadurch gekennzeichnet, daß jede Zustandsgröße, das heißt, jede Komponente des Zustandsvektors \underline{x}_D mit einer Regelverstärkung k_{iD} gewichtet

wird und auf den Stelleingang der Strecke zurückgeführt wird. Die Regelverstärkungen k_{iD} werden zum Regelvektor \underline{K}_D zusammengefaßt.

[0082] Gemäß "Unbehauen, Regelungstechnik 2, a. a. O.", wird das dynamische Verhalten des Systems durch die Lage der Eigenwerte der Systemmatrix \underline{A}_D , die zugleich Pole der Übertragungsfunktion im Frequenzbereich sind, bestimmt. Die Eigenwerte der Matrix können durch Berechnung der Nullstellen bzgl. der Variablen s des charakteristischen Polynoms aus der Determinante wie folgt bestimmt werden. 5

$$\det(s\underline{I} - \underline{A}_D) \equiv 0 \quad (29)$$

[0083] \underline{I} ist die Einheitsmatrix. Die Auswertung von (29) führt im Falle des gewählten Zustandsraummodells nach Gl. 6-12 auf ein Polynom 5-ter Ordnung der Form: 10

$$s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 \equiv 0 \quad (30)$$

[0084] Durch Rückführung der Zustandsgrößen über die Reglermatrix \underline{K}_D auf den Steuereingang können diese Eigenwerte gezielt verschoben werden, da die Lage der Eigenwerte nun durch die Auswertung der folgenden Determinante bestimmt ist: 15

$$\det(s\underline{I} - \underline{A}_D + \underline{B}_D \cdot \underline{K}_D) \equiv 0 \quad (31)$$

[0085] Die Auswertung von (31) führt wieder auf ein Polynom 5-ter Ordnung, welches jetzt jedoch von den Reglerverstärkungen k_{iD} ($i = 1, \dots, 5$) abhängt. Im Falle des Modells nach Gl. 6-12 wird (30) zu 20

$$s^5 + a_4(k_{5D})s^4 + a_3(k_{5D}, k_{4D}, k_{2D})s^3 + a_2(k_{5D}, k_{4D}, k_{3D}, k_{1D})s^2 + a_1(k_{5D}, k_{4D}, k_{3D})s + a_0(k_{3D}) \equiv 0 \quad (32)$$

[0086] Man fordert nun, daß durch die Reglerverstärkungen k_{iD} die Gl. 31 bzw. 32 bestimmte Nullstellen einnimmt, um dadurch gezielt die Dynamik des Systems zu beeinflussen, die sich in den Nullstellen dieses Polynoms widerspiegelt. Dadurch ergibt sich eine Vorgabe für dieses Polynom gemäß: 25

$$p(s) = \prod_{i=1}^n (s - r_i) \quad (33)$$

wobei n die Systemordnung ist, die mit der Dimension des Zustandsvektors gleichzusetzen ist. Im Falle des Modells nach Gl. 6-12 ist $n = 5$ und damit $p(s)$: 30

$$p(s) = (s - r_1)(s - r_2)(s - r_3)(s - r_4)(s - r_5) = s^5 + p_4 s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s + p_0 \quad (34)$$

[0087] Die r_i sind so zu wählen, daß das System stabil ist, die Regelung hinreichend schnell bei guter Dämpfung arbeitet und die Stellgrößenbeschränkung bei typischen auftretenden Regelabweichungen nicht erreicht wird. Die r_i können vor Inbetriebnahme in Simulationen nach diesen Kriterien bestimmt werden. 40

[0088] Die Regelverstärkungen können nun durch Koeffizientenvergleich der Polynome Gl. 31 und 33 bestimmt werden. 45

$$\det(s\underline{I} - \underline{A}_D + \underline{B}_D \cdot \underline{K}_D) \equiv \prod_{i=1}^n (s - r_i) \quad (35)$$

[0089] Im Falle des Modells nach Gl. 6-12 ergibt sich folgendes lineares Gleichungssystem in Abhängigkeit von den Regelverstärkungen k_{iD} : 50

$$\begin{aligned} a_4(k_{5D}) - p_4 &= 0 \\ a_3(k_{5D}, k_{4D}, k_{2D}) - p_3 &= 0 \\ a_2(k_{5D}, k_{4D}, k_{3D}, k_{1D}) - p_2 &= 0 \\ a_1(k_{5D}, k_{4D}, k_{3D}) - p_1 &= 0 \\ a_0(k_{3D}) - p_0 &= 0 \end{aligned} \quad (36)$$

[0090] Die Auswertung des obigen Gleichungssystems (36) führt nun auf analytische mathematische Ausdrücke für die Reglerverstärkungen in Abhängigkeit von den gewünschten Polen r_i und den Systemparametern. Im Falle von Modell nach Gl. 6-12 sind die Systemparameter K_{PD} , i_D , V , l , Φ_A , β , J_D , m , m_K , c_{DL} , b_{DL} , b_D . Vorteilhaft bei diesem Reglerentwurf ist, daß jetzt Parameterveränderungen des Systems, wie der Ausfahrlänge l oder des Aufrichtwinkels Φ_A sofort in veränderten Reglerverstärkungen berücksichtigt werden können. Dies ist für ein optimiertes Regelverhalten von entscheidender Bedeutung. 60

[0091] Da ein vollständiger Zustandsregler die Kenntnis aller Zustandsgrößen verlangt, ist es vorteilhaft, anstatt eines Zustandsbeobachters die Regelung als Ausgangsrückführung auszuführen. Dies bedeutet, daß nicht alle Zustandsgrößen über den Regler zurückgeführt werden, sondern nur die, die durch Messungen erfaßt werden. Es werden also einzelne k_{iD} zu Null. Im Falle des Modells nach Gl. 6 bis 12 könnte beispielsweise die Messung des Antriebsmoments des Drehachsenmotors entfallen. Damit wird $k_{5D} = 0$. Die Berechnung der k_{1D} bis k_{4D} kann trotzdem nach Gl. (36) erfolgen. Zudem kann es sinnvoll sein, aufgrund des nicht unerheblichen Rechenaufwandes für einen einzelnen Arbeitspunkt die Reglerparameter zu berechnen. Es muß jedoch anschließend die tatsächliche Eigenwertlage des Systems mit der Reglermatrix 65

$$\underline{K}_D = [k_{1D} k_{2D} k_{3D} k_{4D} 0] \quad (37)$$

über die Berechnung nach Gl. 31 numerisch überprüft werden. Da dies nur numerisch erfolgen kann, muß der gesamte durch die veränderlichen Systemparameter aufgespannte Raum erfaßt werden. In diesem Falle wären die veränderlichen Systemparameter l und φ_A . Diese Parameter schwanken im Intervall $[l_{\min}, l_{\max}]$ bzw. $[\varphi_{A\min}, \varphi_{A\max}]$. D. h. in diesen Intervallen müssen mehrere Stützstellen l_i bzw. φ_{Ai} gewählt werden und für alle möglichen Kombinationen dieser veränderlichen Systemparameter die Systemmatrix $\underline{A}_{ij}(l_i, \varphi_{Ai})$ berechnet und in Gl. 31 eingesetzt und mit \underline{K}_D aus Gl. 37 ausgewertet werden:

$$\det(s\underline{I} - \underline{A}_{ij} + \underline{B} \cdot \underline{K}_D) \equiv 0 \text{ für alle } i, j \quad (38)$$

[0092] Bleiben stets alle Nullstellen von (38) kleiner Null, so ist die Stabilität des Systems gewahrt und die ursprünglich gewählten Pole τ_i können beibehalten werden. Ist dies nicht der Fall, so kann eine Korrektur der Pole τ_i nach Gl. (33) erforderlich werden.

[0093] Ausgang des Zustandsreglerblock 73 ist bei Rückführung von $w_h, \dot{w}_h, \varphi_D, \dot{\varphi}_D$ dann

$$u_{Drück} = k_{1D} w_h + k_{2D} \dot{w}_h + k_{3D} \varphi_D + k_{4D} \dot{\varphi}_D \quad (39)$$

[0094] Die Sollansteuerspannung des Proportionalventils für die Drehachse ist unter Berücksichtigung der Vorsteuerung 71 dann

$$u_{Dref} = u_{Dvorst} - u_{Drück} \quad (40)$$

[0095] Da im Zustandsraummodell nach Gl. 6–12 nur lineare Systemanteile berücksichtigt werden können, können optional statische Nichtlinearitäten der Hydraulik im Block 75 der Hydraulikkompensation so berücksichtigt werden, daß sich resultierend ein lineares Systemverhalten bezüglich des Systemeingangs ergibt. Die wesentlichsten nichtlinearen Effekte der Hydraulik sind der Totgang des Proportionalventils um den Nullpunkt und Hystereseeffekte der unterlagerten Förderstromregelung. Hierzu wird experimentell die statische Kennlinie zwischen Ansteuerspannung u_{SID} des Proportionalventils und dem resultierenden Förderstrom Q_{FD} aufgenommen. Die Kennlinie kann durch eine mathematische Funktion beschrieben werden.

$$Q_{FD} = f(u_{SID}) \quad (41)$$

[0096] Bezüglich des Systemeingangs wird nun Linearität gefordert. D. h. das Proportionalventil und der Block der Hydraulikkompensation sollen gemäß Gl. (5) zusammengefaßt folgendes Übertragungsverhalten haben.

$$Q_{FD} = K_{PD} u_{SID} \quad (42)$$

[0097] Hat der Kompensationsblock 75 die statische Kennlinie

$$u_{SID} = h(u_{Dref}) \quad (43)$$

so ist Bedingung (42) genau dann erfüllt, wenn als statische Kompensationskennlinie

$$h(u_{Dref}) = f^{-1}(K_{PD} u_{Dref}) \quad (44)$$

gewählt wird.

[0098] Damit sind die einzelnen Komponenten des Achsreglers für die Drehachse erläutert. Resultierend erfüllt die Kombination aus Bahnplanungsmodul und Achsregler Drehen die Anforderung einer schwingungsfreien und bahnge-
nauen Bewegung mit der Drehachse.

[0099] Aufbauend auf diesen Ergebnissen soll nun der Achsregler für die Achse Aufrichten/Neigen 7 erläutert werden. Fig. 9 zeigt die grundsätzliche Struktur des Achsregler Aufrichten/Neigen.

[0100] Die Ausgangsfunktionen des Bahnplanungsmoduls in Form der Sollfahrkorbposition in Richtung der Achse Aufrichten/Neigen sowie deren Ableitungen (Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck, und Ableitung des Ruckes) werden auf den Vorsteuerungsblock 91 (Block 71 bei Drehachse) gegeben. Im Vorsteuerungsblock werden diese Funktionen so verstärkt, daß sich resultierend ein bahngenaues Fahren der Leiter ohne Schwingungen unter den idealisierten Voraussetzungen des dynamischen Modells ergibt. Grundlage für die Bestimmung der Vorsteuerungsverstärkungen ist das dynamische Modell, das in den folgenden Abschnitten für die Achse Aufrichten/Neigen hergeleitet wird. Damit ist unter diesen idealisierten Voraussetzungen das Schwingen der Drehleiter unterdrückt und der Fahrkorb folgt der generierten Bahn.

[0101] Wie bei der Drehachse kann zum Ausregeln von Störungen (z. B. Windeinflüsse) und Kompensieren von Modellfehlern optional die Vorsteuerung um einen Zustandsreglerblock 93 (vgl. Drehachse 73) ergänzt werden. In diesem Block wird mindestens eine der Meßgrößen Aufrichtwinkel φ_A , Aufrichtwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$, Biegung des Leitersatzes in vertikaler Richtung w_v oder die Ableitung der vertikalen Biegung \dot{w}_v verstärkt und wieder auf den Stelleingang rückgeführt. Die Ableitung der Meßgrößen φ_A und w_v wird numerisch in der Mikroprozessorsteuerung gebildet.

[0102] Aufgrund der dominanten statischen Nichtlinearität der hydraulischen Antriebsaggregate (Hysteresse, Totgang) wird der nun aus Vorsteuerung u_{Avorst} und optional Zustandsreglerausgang $u_{Arück}$ gebildete Wert für den Stelleingang u_{Aref} im Block Hydraulikkompensation 95 (analog zu Block 75) so verändert, daß sich resultierend lineares Verhalten des

Gesamtsystems annehmen läßt. Ausgang des Blockes 95 (Hydauilikkompensation) ist die korrigierte Stellgröße U_{StA} . Dieser Wert wird dann auf das Proportionalventil des Hydraulikkreislaufes für den Zylinder der Achse Aufrichten/Neigen gegeben.

[0103] Zur detaillierten Erläuterung der Vorgehensweise soll nun die Herleitung des dynamischen Modells für die Aufrichtachse dienen, die Grundlage für die Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen und des Zustandsreglers ist.

[0104] Hierzu gibt Fig. 10 Erläuterungen zur Definition der Modellvariablen. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Aufrichtwinkelposition φ_A des Leitergetriebes bezüglich des Inertialsystems mit den Einheitsvektoren e_{11} bis e_{13} und der Korbaufrichtwinkelposition φ_{KA} , die wegen der Biegung w_v für kleine Biegungen gemäß dem Zusammenhang

$$\varphi_{KA} = \varphi_A - \frac{w_v}{l} \quad (45)$$

berechnet wird. Dieses dynamische System kann durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$(J_A(l) + m_K l^2) \cdot \ddot{\varphi}_A - m l \cdot \ddot{w}_v = M_{MA} + m l \cdot g \cos \varphi_A - b_A \dot{\varphi}_A \quad (46)$$

$$- m l \cdot \ddot{\varphi}_A + m \cdot \ddot{w}_v + b_{AL} \cdot \dot{w}_v + c_{AL}(l) \cdot w_v = 0$$

[0105] J_A ist das Trägheitsmoment des Leitersatzes um die Aufrichtachse. M_{MA} ist das antreibende Drehmoment des Hydraulikzylinders auf die Leiter. b_A ist die viskose Reibung im Hydraulikzylinder. Die erste Gleichung von (4) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung bezüglich der Aufrichtkinematik mit dem antreibenden Hydraulikzylinder der Leiter, wobei die Rückwirkung durch die Biegung des Leitersatzes berücksichtigt wird. Die zweite Gleichung von (4) ist die Bewegungsgleichung, welche die Biegung w_v beschreibt, wobei die Anregung der Biegungsschwingung durch das Aufrichten bzw. Neigen des Leitersatzes über die Winkelbeschleunigung oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird. In der zweiten Gleichung von (4) ist dabei der Parameter c_{AL} die Steifigkeit des Leitersatzes und b_{AL} die Dämpfungskonstante für die Leiterschwingung in Richtung der Achse Aufrichten/Neigen. Für die Steifigkeit wird, da diese stark vom Ausfahrzustand des Leitersatzes l abhängt, eine Funktion in Abhängigkeit von l aus FEM Simulationen berechnet. Deshalb ist im weiteren für c_{AL} stets $c_{AL}(l)$ anzunehmen. Dies gilt auch für das aus konstruktiven Daten berechnete Trägheitsmoment J_A , das ebenfalls eine Funktion in Abhängigkeit von l ist. Die nicht genannten Parameter sind den Angaben zu Gl. 4 der Drehachse zu entnehmen.

[0106] Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$M_{MA} = F_{Zyl} d_b \cos \varphi_p(\varphi_A)$$

$$F_{Zyl} = p_{Zyl} A_{Zyl}$$

$$\dot{p}_{Zyl} = \frac{2}{\beta V_{Zyl}} (Q_{FA} - A_{Zyl} \dot{z}_{Zyl}(\varphi_A, \dot{\varphi}_A)) \quad (47)$$

$$Q_{FA} = K_{PA} u_{StA}$$

[0107] F_{Zyl} ist die Kraft des Hydraulikzylinders auf die Kolbenstange, p_{Zyl} ist der Druck im Zylinder (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), A_{Zyl} ist die Querschnittsfläche des Zylinders (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), β ist die Ölkompessibilität, V_{Zyl} ist das Zylindervolumen, Q_{FA} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Aufrichten und Neigen und K_{PA} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt. Bei der Ölkompessibilität im Zylinder wird als relevantes Zylindervolumen die Hälfte des Gesamtvolumens des Hydraulikzylinders angenommen. z_{Zyl} , \dot{z}_{Zyl} sind die Position bzw. die Geschwindigkeit der Zylinderstange. Diese sind ebenso wie die geometrischen Parameter d_b und φ_p von der Aufrichtkinematik abhängig.

[0108] In Fig. 11 ist die Aufrichtkinematik der Aufrichtachse dargestellt. Der Hydraulikzylinder ist am unteren Ende im Drehleitergetriebe verankert. Aus Konstruktionsdaten kann der Abstand d_a zwischen diesem Punkt und dem Drehpunkt des Leitersatzes um die Aufrichtachse entnommen werden. Die Kolbenstange des Hydraulikzylinders ist am Leitersatz im Abstand d_b befestigt. φ_0 ist ebenfalls aus Konstruktionsdaten bekannt. Daraus läßt sich der folgende Zusammenhang zwischen Aufrichtwinkel φ_A und Hydraulikzylinderposition z_{Zyl} herleiten.

$$z_{Zyl} = \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2 d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)} \quad (48)$$

[0109] Da nur der Aufrichtwinkel φ_A Meßgröße ist, ist die umgekehrte Relation von (48) sowie die Abhängigkeit zwischen Kolbenstangengeschwindigkeit \dot{z}_{Zyl} und Aufrichtgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$ ebenfalls von Interesse.

$$\varphi_A = \arccos\left(\frac{d_a^2 + d_b^2 - z_{Zyl}^2}{2d_a d_b}\right) - \varphi_0 \quad (49)$$

$$\dot{\varphi}_A = \frac{\partial \varphi_A}{\partial z_{Zyl}} \dot{z}_{Zyl} = \frac{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}}{d_b d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)} \dot{z}_{Zyl} \quad (50)$$

[0110] Für die Berechnung des wirksamen Momentes auf den Leitersatz ist außerdem die Berechnung des Projektionswinkels φ_p erforderlich.

$$\cos \varphi_p = \frac{d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)}{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}} = \frac{h_1}{h_2} \quad (51)$$

[0111] Damit kann das in den Gl. 46–51 beschriebene dynamische Modell der Aufrichtachse nun in die Zustandsraumdarstellung (siehe auch O. Möllinger: Regelungstechnik, 7. Aufl., Hüthig Verlag, Heidelberg, 1992) transformiert werden. Es ergibt sich die folgende Zustandsraumdarstellung des Systems.

Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_A &= \underline{A}_A \underline{x}_A + \underline{B}_A u_A \\ \underline{y}_A &= \underline{C}_A \underline{x}_A \end{aligned} \quad (52)$$

mit:

Zustandsvektor

$$\underline{x}_A = \begin{bmatrix} w_v \\ \dot{w}_v \\ \varphi_A \\ \dot{\varphi}_A \\ M_{MA} \end{bmatrix} \quad (53)$$

Steuergröße

$$u_A = u_{SLA} \quad (54)$$

Ausgangsgröße

$$y_A = \varphi_{KA} \quad (55)$$

Systemmatrix

$$\underline{A}_A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{AL} J_{AK}}{m(J_{AK} - ml^2)} & -\frac{b_{AL} J_{AK}}{m(J_{AK} - ml^2)} & 0 & -\frac{0}{(J_{AK} - ml^2)} & \frac{0}{(J_{AK} - ml^2)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{c_{AL} l}{(J_{AK} - ml^2)} & -\frac{b_{AL} l}{(J_{AK} - ml^2)} & 0 & -\frac{1}{(J_{AK} - ml^2)} & \frac{1}{(J_{AK} - ml^2)} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{2A_{Zyl}^2}{\beta V_{Zyl} (d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0))} & 0 \end{bmatrix}$$

$$J_{AK}(l) = J_A(l) + m_K l^2$$

(56)

Steuervektor

$$\underline{B}_A = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{2A_{Zyl}d_b d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)K_{PA}}{V_{Zyl}\beta\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}} \end{bmatrix} \quad (57)$$

Ausgangsvektor

$$\underline{C}_A = \begin{bmatrix} -\frac{1}{l} & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (58)$$

[0112] Das dynamische Modell der Drehachse wird als parameterveränderliches System bezüglich der Ausfahrlänge l und der trigonometrischen Funktionsanteile des Aufrichtwinkels φ_A aufgefaßt. Die Gleichungen (52) bis (58) sind Grundlage für den nun beschriebenen Entwurf der Vorsteuerung 91 und des Zustandsreglers 93.

[0113] Eingangsgrößen des Vorsteuerungsblock 91 sind die Soll-Winkelposition φ_{KA} , die Soll-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{KA}$, die Soll-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{KA}$, der Soll-Ruck $\ddot{\ddot{\varphi}}_{KA}$ und ggf. die Ableitung des Soll-Rucks. Der Führungsgrößen \underline{w}_A ist damit analog zu (13)

$$\underline{w}_A = \begin{bmatrix} \varphi_{KAref} \\ \dot{\varphi}_{KAref} \\ \ddot{\varphi}_{KAref} \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_{KAref} \\ (\ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}}_{KAref}) \end{bmatrix} \quad (59)$$

[0114] Im Vorsteuerungsblock 91 werden die Komponenten von \underline{w}_A mit den Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} gewichtet und deren Summe auf den Stelleingang gegeben. Im Falle, daß der Achsregler für die Aufrichtachse keinen Zustandsreglerblock 93 umfaßt, ist dann die Größe u_{Avorst} aus dem Vorsteuerungsblock gleich der Referenzansteuerspannung u_{Aref} , die nach Kompensation der Hydraulik-Nichtlinearität als Ansteuerspannung u_{StA} auf das Proportionalventil gegeben wird. Die Zustandsraumdarstellung (52) erweitert sich dadurch analog zu (14) zu

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_A &= \underline{A}_A \underline{x}_A + \underline{B}_A \underline{S}_A \underline{w}_A \\ \underline{y}_A &= \underline{C}_A \underline{x}_A \end{aligned} \quad (60)$$

mit der Vorsteuerungsmatrix

$$\underline{S}_A = [K_{VA0} K_{VA1} K_{VA2} K_{VA3} K_{VA4}] \quad (61)$$

[0115] Wird die Matrizengleichung (60) ausgewertet, so kann als algebraische Gleichung für den Vorsteuerungsblock geschrieben werden, wobei u_{Avorst} die unkorrigierte Sollansteuerspannung für das Proportionalventil basierend auf dem idealisierten Modell ist.

$$u_{Avorst} = K_{VA0}\varphi_{KAref} + K_{VA1}\dot{\varphi}_{KAref} + K_{VA2}\ddot{\varphi}_{KAref} + K_{VA3}\ddot{\ddot{\varphi}}_{KAref} (+K_{VA4}\ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}}_{KAref}) \quad (62)$$

[0116] Die K_{VA0} bis K_{VA4} sind die Vorsteuerungsverstärkungen die in Abhängigkeit des aktuellen Aufrichtwinkels φ_A und der Ausfahrlänge l des Leitersatzes berechnet werden, daß der Fahrkorb ohne Schwingungen bahngenaue der Solltrajektorie folgt.

[0117] Die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} werden wie folgt berechnet. Bezüglich der Regelgröße Fahrkorbwinkel φ_{KA} läßt sich die Übertragungsfunktion ohne Vorsteuerungsblock wie folgt aus den Zustandsgleichungen (52) bis (58) gemäß dem Zusammenhang

$$G(s) = \frac{\varphi_{KA}(s)}{u_{Avorst}(s)} = \underline{C}_A (sI - \underline{A}_A)^{-1} \underline{B}_A \quad (63)$$

angeben. Analog zu Gl. (18) kann mit Gl. (63) die Übertragungsfunktion zwischen Ausgang Vorsteuerungsblock und Fahrkorbposition berechnet werden. Unter Berücksichtigung des Vorsteuerungsblockes 91 in Gl. (63) erhält man eine Beziehung analog zu Gl. (19) die nach Ausmultiplizieren die Form

$$\frac{\varphi_{KA}}{\varphi_{KAref}} = \frac{...b_2(K_{VAi}) \cdot s^2 + b_1(K_{VAi}) \cdot s + b_0(K_{VAi})}{...a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0} \quad (64)$$

5 hat. Zur Berechnung der Verstärkungen K_{VAi} (K_{VA0} bis K_{VA4}) sind lediglich die Koeffizienten b_4 bis b_0 und a_4 bis a_0 von Interesse. Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckes und ggf. der Ableitung des Ruckes ergibt sich genau dann, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion der Aufrichtachse der Drehleiter den Bedingungen nach Gl. (21) für die Koeffizienten b_i und a_i genügt.

10 [0118] Daraus ergibt sich wiederum ein lineares Gleichungssystem, das in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} aufgelöst werden kann.

[0119] Für den Fall des Modells nach Gl. 52 bis 58 ergibt sich analog zum Rechenweg bei der Drehachse (Gl. 18–23) dann für die Vorsteuerungsverstärkungen

$$\begin{aligned} K_{VA0} &= 0 \\ K_{VA1} &= \frac{A_{Zyl} d_b h_2}{K_{PA} h_1} \\ K_{VA2} &= \frac{b_A \beta V_{Zyl} h_1}{2 d_b A_{Zyl} K_{PA} h_2} \\ K_{VA3} &= \frac{J_{AK} c_{AL} \beta V_{Zyl} h_1^2 + 2 m A_{Zyl}^2 d_b^2 h_2^2}{2 d_b c_{AL} A_{Zyl} K_{PA} h_2 h_1} \\ K_{VA4} &= \frac{m c_{AL} b_A \beta V_{Zyl} h_1^2 - 2 m A_{Zyl}^2 b_{AL} d_b^2 h_2^2}{2 d_b c_{AL}^2 A_{Zyl} K_{PA} h_2 h_1} \end{aligned} \quad (65)$$

35 wobei:

$$\begin{aligned} h_1 &= \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2 d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)} \\ h_2 &= d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0) \end{aligned} \quad (66)$$

[0120] Wie schon bei der Drehachse gezeigt, hat dies zum Vorteil, daß die Vorsteuerungsverstärkungen in Abhängigkeit von den Modellparametern vorliegen. Im Falle von Modell nach Gl. 52 bis 58 sind die Systemparameter K_{PA} , A_{Zyl} , V_{Zyl} , φ_A , β , J_A , m , m_K , c_{AL} , b_{AL} , b_A , d_b , d_a über die Abhängigkeit der Parameter J_A , c_{AL} von der Leiterlänge ist auch ein Abhängigkeit vom Parameter l gegeben.

[0121] Damit kann die Veränderung von Modellparametern wie des Aufrichtwinkels φ_A und der Leiterlänge l sofort in der Veränderung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden. So können diese in Abhängigkeit der Meßwerte von φ_A und l stets nachgeführt werden. Das heißt, wird mit der Achse Aus/Einfahren eine andere Ausfahrlänge l des Leitersatzes angefahren, so verändern sich dadurch automatisch die Vorsteuerungsverstärkungen der Drehachse, so daß resultierend stets das pendeldämpfende Verhalten der Vorsteuerung beim Verfahren des Fahrkorbes erhalten bleibt.

[0122] Des weiteren können bei Übertragung auf einen anderen Drehleitertyp mit anderen technischen Daten (wie bspw. verändertes m) die Vorsteuerungsverstärkungen sehr schnell angepaßt werden.

50 [0123] Die Parameter K_{PA} , A_{Zyl} , V_{Zyl} , β , m , m_K , d_b , d_a stehen aus dem Datenblatt der technischen Daten zur Verfügung. Als Korbmasse wird ein durchschnittlicher Wert oder ein Meßwert aus Sensordaten angenommen. Grundsätzlich als veränderliche Systemparameter werden die Parameter l , φ_A aus Sensordaten ermittelt. Die Parameter J_A , c_{AL} sind aus FEM-Untersuchungen bekannt. Die Dämpfungsparameter b_{AL} , b_A werden aus Frequenzgangmessungen bestimmt.

[0124] Mit dem Vorsteuerungsblock ist es nun möglich die Aufrichtachse der Drehleiter so anzusteuern, daß unter den idealisierten Bedingungen des dynamischen Modells nach Gl. 52 bis 58 keine Schwingungen des Fahrkorbes beim Verfahren der Aufrichtachse auftreten und der Fahrkorb der vom Bahnplanungsmodul generierten Bahn bahngenaue folgt. Das dynamische Modell ist jedoch nur eine abstrahierte Wiedergabe der realen dynamischen Verhältnisse. Zudem können auf die Drehleiter von außen Störungen (z. B. starker Windangriff o. ä.) wirken.

[0125] Deshalb wird der Vorsteuerungsblock 91 von einem Zustandsregler 93 unterstützt. Im Zustandsregler wird mindestens eine der Meßgrößen w_v , \dot{w}_v , φ_A , $\dot{\varphi}_A$, M_{MA} mit einer Reglerverstärkung gewichtet und auf den Stelleingang zurückgeführt. Dort wird die Differenz zwischen dem Ausgangswert des Vorsteuerungsblockes 91 und dem Ausgangswert des Zustandsreglerblockes 93 gebildet. Ist der Zustandsreglerblock vorhanden, muß dieser bei der Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden.

[0126] Durch die Rückführung verändert sich Gl. (60) zu

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}_A &= (\underline{A}_A - \underline{B}_A \underline{K}_A) \underline{x}_A + \underline{B}_A \underline{S}_A \underline{w}_A \\ \underline{y}_A &= \underline{C}_A \underline{x}_A\end{aligned}\quad (67)$$

[0127] \underline{K}_A ist die Matrix der Reglerverstärkungen des Zustandsreglers der Aufrichtachse analog zur Reglermatrix \underline{K}_D der Drehachse. Analog zum Rechenweg bei der Drehachse von Gl. 25 bis 28 verändert sich die beschreibende Übertragungsfunktion

$$G_{AR}(s) = \frac{\varphi_{KA}(s)}{u_{Avorst}(s)} = \underline{C}_A (s\underline{I} - \underline{A}_A + \underline{B}_A \underline{K}_A)^{-1} \underline{B}_A \quad (68)$$

[0128] Im Falle der Aufrichtachse können beispielsweise die Größen \underline{w}_v , $\dot{\underline{w}}_v$, φ_A , $\dot{\varphi}_A$ zurückgeführt werden. Die korrespondierenden Reglerverstärkungen von \underline{K}_A sind hierzu k_{1A} , k_{2A} , k_{3A} , k_{4A} .

[0129] Nach Berücksichtigung der Vorsteuerung 91 in Gl. 68 können die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VAi} (K_{VA0} bis K_{VA4}) nach der Bedingung von Gl. 21 berechnet werden.

[0130] Dies führt wieder auf ein lineares Gleichungssystem analog zu Gl. 22, welches in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} aufgelöst werden kann. Es sei jedoch angemerkt, daß die Koeffizienten b_i und a_i neben den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} nun auch von den bekannten Reglerverstärkungen k_{1A} , k_{2A} , k_{3A} , k_{4A} des Zustandsreglers abhängig sind.

[0131] Für die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} des Vorsteuerungsblockes 91 erhält unter Berücksichtigung des Zustandsreglerblockes 93 analog zu Gl. 28 bei der Drehachse:

$$\begin{aligned}K_{VA0} &= k_{3A} \\ K_{VA1} &= \frac{A_{Zyl} h_2 d_b}{K_{PA} h_1} + k_{4A} \\ K_{VA2} &= \frac{b_A \beta V_{Zyl} h_1}{2 d_b A_{Zyl} K_{PA} h_2} - \frac{m}{c_{AL}} k_{3A} + \frac{m l}{c_{AL}} k_{1A} \\ K_{VA3} &= \frac{J_{AK} c_{AL} \beta V_{Zyl} h_1^2 - 2 m A_{Zyl}^2 d_b^2 h_2^2}{2 c_{AL} A_{Zyl} K_{PA} h_2 h_1 d_b} + \frac{m(l k_{2A} - k_{4A})}{c_{AL}} + \frac{m b_{AL} (-l k_{1A} + k_{3A})}{c_{AL}^2} \\ K_{VA4} &= \frac{-m c_{AL} b_A \beta V_{Zyl} h_1^2 + 2 m A_{Zyl}^2 d_b^2 h_2^2 b_{AL}}{2 c_{AL}^2 A_{Zyl} K_{PA} h_2 d_b h_1} + \frac{2 m^2 (k_{3A} - l k_{1A})}{c_{AL}^2} + \\ &\quad \frac{m b_{AL} (k_{4A} - l k_{2A})}{c_{AL}^2} + \frac{m b_{AL}^2 (l k_{1A} - k_{3A})}{c_{AL}^3}\end{aligned}\quad (69)$$

[0132] Mit Gl. 69 sind nun auch die Vorsteuerungsverstärkungen bekannt, die ein schwingungsfreies und bahngenaues Verfahren des Fahrkorbes in Drehrichtung basierend auf dem idealisierten Modell unter Berücksichtigung des Zustandsreglerblockes 93 garantieren. Jedoch sind nun die Zustandsreglerverstärkungen k_{1A} , k_{2A} , k_{3A} , k_{4A} zu bestimmen. Dies soll im weiteren erläutert werden.

[0133] Die Reglerückführung 93 ist als Zustandsregler ausgeführt. Die Reglerverstärkungen berechnen sich analog zum Rechenweg von Gl. 29 bis 39 bei der Drehachse.

[0134] Die Komponenten des Zustandsvektors \underline{x}_A werden mit den Regelverstärkungen k_{iA} der Reglermatrix \underline{K}_A gewichtet und auf den Stelleingang der Strecke zurückgeführt.

[0135] Wie bei der Drehachse werden die Reglerverstärkungen über Koeffizientenvergleich der Polynome analog zu Gl. 35

$$\det(s\underline{I} - \underline{A}_A + \underline{B}_A \cdot \underline{K}_A) \equiv \prod_{i=1}^n (s - r_i) \quad (69a)$$

bestimmt. Da das Modell der Aufrichtachse wie das der Drehachse die Ordnung $n = 5$ hat, sind die Polynome in Gl. 69a ebenfalls 5-ter Ordnung. Im Falle des Modells nach Gl. 52 bis 58 ergibt sich folgendes lineares Gleichungssystem in Abhängigkeit von den Regelverstärkungen k_{iA} :

$$\begin{aligned}
 &a_4(k_{5A}) - p_4 = 0 \\
 &a_3(k_{5A}, k_{4A}, k_{2A}) - p_3 = 0 \\
 &a_2(k_{5A}, k_{4A}, k_{3A}, k_{1A}) - p_2 = 0 \quad (70) \\
 &a_1(k_{5A}, k_{4A}, k_{3A}) - p_1 = 0 \\
 &a_0(k_{3A}) - p_0 = 0
 \end{aligned}$$

wobei die p_i (p_0 bis p_4) die Koeffizienten des durch die Nullstellen r_i definierten Polynoms sind.

[0136] Die r_i sind so zu wählen, daß das System stabil ist, die Regelung hinreichend schnell bei guter Dämpfung arbeitet und die Stellgrößenbeschränkung bei typischen auftretenden Regelabweichungen nicht erreicht wird. Die r_i können vor Inbetriebnahme in Simulationen nach diesen Kriterien bestimmt werden.

[0137] Die Auswertung des Gleichungssystems (70) führt nun auf analytische mathematische Ausdrücke für die Reglerverstärkungen in Abhängigkeit von den gewünschten Polen r_i und den Systemparametern. Im Falle von Modell nach Gl. 52 bis 58 sind die Systemparameter K_{PA} , A_{Zyl} , V_{Zyl} , φ_A , β , J_A , m , m_K , c_{AL} , h_{AL} , h_A , d_b , d_a . Über die Abhängigkeit der Parameter J_A , c_{AL} von der Leiterlänge ist auch ein Abhängigkeit vom Parameter l gegeben. Wie bei der Drehachse können jetzt Parameterveränderungen des Systems, wie der Ausfahrlänge l oder des Aufrichtwinkels φ_A sofort in veränderten Reglerverstärkungen berücksichtigt werden. Dies ist für ein optimiertes Regelverhalten von entscheidender Bedeutung.

[0138] Wie auch bei der Drehachse, kann der Zustandsregler auch als Ausgangsrückführung ausgeführt werden. In diesem Fall werden nur die durch Messung erfaßten Zustandsgrößen zurückgeführt. Dadurch werden einzelne k_{iA} zu Null. Im Falle des Modells nach Gl. 52 bis 58 könnte beispielsweise die Messung des wirksamen Antriebsmoments des Hydraulikzylinders entfallen. Damit wird $k_{5A} = 0$. Die Berechnung der k_{1A} bis k_{4A} kann trotzdem nach Gl. (70) erfolgen. Zudem kann es sinnvoll sein, aufgrund des nicht unerheblichen Rechenaufwandes die Reglerparameter für einen festen Arbeitspunkt des Systems zu berechnen und die Nachführung der Reglerparameter bei Abweichung von diesem Arbeitspunkt in Abhängigkeit vom Aufrichtwinkel und von der Ausfahrlänge zu vernachlässigen. In beiden Fällen muß jedoch anschließend die tatsächliche Eigenwertlage des Systems mit der Reglermatrix

$$\underline{K}_A = [k_{1A} k_{2A} k_{3A} k_{4A} 0] \quad (71)$$

über die Berechnung analog zu Gl. 31 numerisch überprüft werden. Da dies nur numerisch erfolgen kann, muß der gesamte durch die veränderlichen Systemparameter l und φ_A aufgespannte Raum erfaßt werden. Diese Parameter schwanken im Intervall $[l_{min}, l_{max}]$ bzw. $[\varphi_{Amin}, \varphi_{Amax}]$. In diesen Intervallen werden mehrere Stützstellen l_i bzw. φ_{Aj} gewählt und für alle möglichen Kombinationen dieser veränderlichen Systemparameter die Systemmatrix $\underline{A}_{Aij}(l_i, \varphi_{Aj})$ berechnet und analog zu Gl. 31 eingesetzt und mit \underline{K}_A aus Gl. 71 ausgewertet:

$$\det(s\underline{I} - \underline{A}_{Aij} + \underline{B}_A \cdot \underline{K}_A) \equiv 0 \text{ für alle } i, j \quad (72)$$

[0139] Bleiben stets alle Nullstellen von (72) kleiner Null, so ist die Stabilität des Systems gewahrt und die ursprünglich gewählten Pole r_i können beibehalten werden. Ist dies nicht der Fall, so kann eine Korrektur der Pole r_i nach Gl. (69) erforderlich werden.

[0140] Ausgang des Zustandsreglerblock 93 ist bei Rückführung von w_v , \dot{w}_v , φ_A , $\dot{\varphi}_A$ dann

$$u_{Arück} = k_{1A} w_v + k_{2A} \dot{w}_v + k_{3A} \varphi_A + k_{4D} \dot{\varphi}_A \quad (73)$$

[0141] Die Sollansteuerspannung des Proportionalventils für die Drehachse ist unter Berücksichtigung der Vorsteuerung 91 analog zu Gl. 40 dann

$$u_{Aref} = u_{Avorst} - u_{Arück} \quad (74)$$

[0142] Wie bei der Drehachse können optional Nichtlinearitäten der Hydraulik im Block 95 der Hydraulikkompensation kompensiert werden, so daß sich resultierend ein lineares Systemverhalten bezüglich des Systemeingangs ergibt. Bei der Aufrichtachse können neben dem Ventiltotgang und der Hysterese Korrekturfaktoren für die Ansteuerspannung bezüglich der Ausfahrlänge l und des Aufrichtwinkels φ_A , sowie für den Verstärkungsfaktor K_{PA} und den relevanten Zylinderdurchmesser A_{Zyl} vorgesehen werden. Damit kann eine richtungsabhängige Strukturumschaltung des Achsreglers vermieden werden.

[0143] Zur Berechnung der notwendigen Kompensationsfunktion wird experimentell die statische Kennlinie zwischen Ansteuerspannung u_{SID} des Proportionalventils und dem resultierenden Förderstrom Q_{FD} aufgenommen, diesmal auch in Abhängigkeit von l , φ_A aufgenommen. Die Kennlinie kann durch eine mathematische Funktion beschrieben werden.

$$Q_{FA} = f(u_{SLA}, l, \varphi_A) \quad (75)$$

[0144] Bezüglich des Systemeingangs wird nun Linearität gefordert. D. h. das Proportionalventil und der Block der Hydraulikkompensation sollen gemäß Gl. 47 zusammengefaßt folgendes Übertragungsverhalten haben.

$$Q_{FA} = K_{PA} u_{SLA} \quad (76)$$

[0145] Hat der Kompensationsblock 95 die statische Kennlinie

$$u_{SLA} = h(u_{Aref}, l, \varphi_A) \quad (77)$$

so ist Bedingung (76) genau dann erfüllt, wenn als statische Kompensationskennlinie

$$h(u_{Aref}) = f^{-1}(K_{PA} u_{Aref}, l, \Phi_A) \quad (78)$$

gewählt wird.

[0146] Damit sind die einzelnen Komponenten des Achsreglers für die Aufrichtachse erläutert. Resultierend erfüllt die Kombination aus Bahnplanungsmodul und Achsregler Aufrichten/Neigen die Anforderung einer schwingungsfreien und bahngenauen Bewegung des Fahrkorbes beim Aufrichten und Neigen.

[0147] Im folgenden soll nun die Struktur des Achsreglers für die Achse zum Ausfahren und Einfahren der Leiter erläutert werden. Die Struktur des Achsreglers ist in Fig. 12 dargestellt. Im Gegensatz zu den Achsreglern Drehen 43 und Aufrichten/Neigen 45 ist der Achsregler der Achse Aus/Einfahren 47, da diese Achse nur geringe Schwingungsneigung zeigt, mit einer herkömmlichen Kaskadenregelung mit einer äußeren Regelschleife für die Position und einer inneren für die Geschwindigkeit ausgestattet.

[0148] Vom Bahnplanungsmodul 39 bzw. 41 werden zur Ansteuerung des Achsreglers nur die Zeitfunktionen Sollposition der Achse Aus/Einfahren l_{ref} und die Sollgeschwindigkeit \dot{l}_{ref} benötigt. Diese werden in einem Vorsteuerungsblock 121 derart gewichtet, daß sich ein schnell ansprechendes und hinsichtlich der Position stationär genaues Systemverhalten ergibt. Da hinter dem Vorsteuerungsblock unmittelbar der Soll-Istvergleich zwischen Führungsgröße l_{ref} und Meßgröße l erfolgt, ist Stationarität bezüglich der Position dann erfüllt, wenn die Vorsteuerungsverstärkung für die Position 1 ist. Die Vorsteuerungsverstärkung für die Soll-Geschwindigkeit \dot{l}_{ref} ist so zu bestimmen, daß sich subjektiv ein schnelles aber gut gedämpftes Ansprechverhalten bei der Handhebelbedienung ergibt. Der Regler 123 für die Positionsregelschleife kann als Proportionalregler (P-Regler) ausgeführt werden. Die Regelverstärkung ist nach den Kriterien Stabilität und hinreichende Dämpfung des geschlossenen Regelkreises zu bestimmen. Ausgangsgröße des Reglers 123 ist die ideale Ansteuerspannung des Proportionalventils. Wie bei den Achsregler Drehen 43 und Aufrichten/Neigen 45 werden in einem Kompensationsblock 125 die Nichtlinearitäten der Hydraulik ausgeglichen. Die Berechnung erfolgt wie bei der Drehachse (Gl. 42–44). Ausgangsgröße ist die korrigierte Ansteuerspannung des Proportionalventils u_{StE} . Innere Regelschleife für die Geschwindigkeit ist die unterlagerte Förderstromregelung des Hydraulikkreislaufes.

[0149] Letzte Achse der Drehleiter ist die Niveauachse, die dafür sorgt, daß auch, wenn das Fahrzeug auf einem abschüssigen Gelände aufgebaut wird, das Leitergetriebe beim Drehen stets waagrecht bleibt. Um die Fahrzeugneigung zu erfassen ist im Drehleitergetriebe ein Elektrolytsensor installiert, der die Verkipfung des Drehleitergetriebes bezüglich des Inertialsystems in zwei zueinander senkrecht stehenden Richtungen angibt. Diese beiden Winkel werden mit Φ_{Nx} und Φ_{Ny} bezeichnet. Um die Leiter stets exakt lotrecht ausgerichtet zu halten, ist nur der Winkel Φ_{Nx} entscheidend, da der zweite Winkel der Orientierung der Achse Aufrichten/Neigen entspricht. Um die Neigung auszugleichen sind zwischen Drehkranz und Drehleitergetriebe zwei Hydraulikzylinder montiert, die das Drehleitergetriebe gegenüber dem Fahrzeug um einen Winkel Φ_{Nrel} verkippen können. Ziel der Regelung ist es, beim Drehen den Winkel Φ_{Nx} bezüglich des Inertialsystems stets Null zu halten, also parallele Ausrichtung bezüglich des Inertialsystems herzustellen. Vor dem Auflegen der Leiter muß die Leiter wieder in die fahrzeugparallele Ausrichtung gebracht werden. Hierzu werden vor dem Ausfahren der Leiter in aufgelegtem Zustand die Winkelsensoren Φ_{Nx} und Φ_{Ny} ausgelesen und dieser Wert als Fahrzeugneigung Φ_{FNx} und $\Phi_{F Ny}$ abgespeichert. Der Wert Φ_{FNx} ist damit die Neigung des Fahrzeuges um die Längsachse, $\Phi_{F Ny}$ die Neigung um die Achse quer zur Fahrrihtung. Vor dem Auflegen werden diese Werte dazu verwendet, die Leiter wieder in die fahrzeugparallele Ausrichtung zu bringen.

[0150] Die Struktur des Achsreglers für die Niveauachse ist in Fig. 13 dargestellt. Der Aufbau mit einem Kaskadenregler mit einer äußeren Regelschleife für die Position und einer inneren für die Geschwindigkeit entspricht dem der Achse Aus/Einfahren.

[0151] In der Grundaustausstufe entfällt die Vorsteuerung 131. Während des Betriebs der Leiter mit eingeschalteter Niveauausregelung wird stets der Sollwert Null bezüglich Φ_{Nx} angenommen. Der Regler 133 wandelt die Soll-Ist-Wert-Differenz zwischen dem aktuellen Meßwert Φ_{Nx} dem Sollwert Null in eine Ansteuerspannung u_{Nref} um. Der Regler ist als Proportionalregler ausgeführt. Die Regelverstärkung ist nach den Kriterien Stabilität und hinreichende Dämpfung des geschlossenen Regelkreises zu bestimmen. Ausgangsgröße des Reglers 133 ist die ideale Ansteuerspannung des Proportionalventils. Wie bei den anderen Achsreglern werden in einem Kompensationsblock 135 die Nichtlinearitäten der Hydraulik ausgeglichen. Die Berechnung erfolgt wie bei der Drehachse (Gl. 42–44). Ausgangsgröße ist die korrigierte Ansteuerspannung des Proportionalventils u_{StN} . Innere Regelschleife für die Geschwindigkeit ist die unterlagerte Förderstromregelung des Hydraulikkreislaufes.

[0152] Soll die Dynamik des Achsregler verbessert werden, kann der Achsregler um eine Vorsteuerung 131 ergänzt werden. In der Vorsteuerung werden vom Bahnplanungsmodul die für die Niveauachse relevanten Zeitfunktionen Φ_{KDref} und die Sollgeschwindigkeit $\dot{\Phi}_{KDref}$ der Drehachse benötigt. Diese werden zunächst im Vorsteuerungsblock 131 in Sollwerte für den Kippwinkel Φ_{Nrel} gemäß

$$\Phi_{Nrelsoll} = -\Phi_{Nx} \cos \Phi_{KDref} - \Phi_{Ny} \sin \Phi_{KDref} \quad (79)$$

umgerechnet. Damit ist

$$\dot{\Phi}_{Nrelsoll} = (\Phi_{Nx} \sin \Phi_{KDref} - \Phi_{Ny} \cos \Phi_{KDref}) \dot{\Phi}_{KDref} \quad (80)$$

[0153] In guter Näherung kann man für den Hydraulikkreislauf der Niveauachse vereinfachend annehmen

$$\dot{\Phi}_{Nrel} = K_{PNges} u_{StN} \quad (81)$$

wobei K_{PNges} die resultierende Gesamtverstärkung der Übertragungsfunktion zwischen Kippgeschwindigkeit $\dot{\Phi}_{Nrel}$ und

Ansteuerspannung ist. Wird nun

$$u_{StN} = \frac{1}{K_{PNges}} \dot{\phi}_{Nrel Soll} \quad (82)$$

5

gewählt, wird durch diese Vorsteuerung in Ergänzung zum Regler 133 das dynamische Verhalten weiter verbessert. Vor dem Auflegen wird auf den Sollwert für den Kippwinkel bezüglich des Inertialsystems der Fahrzeugkippwinkel ϕ_{FNk} gegeben. Damit sorgt die Niveauachse in Kombination mit der Drehachse auch beim Drehen bei gegebener Fahrzeugneigung für eine stets waagrechte Lage der Leiter.

10

[0154] Damit ist eine Drehleiter realisiert, deren Bahnsteuerung ein bahngenaues Verfahren des Fahrkorbes mit allen Achsen erlaubt und dabei aktiv Schwingungen des Leitersatzes unterdrückt.

Patentansprüche

15

1. Drehleiter oder dergleichen mit einer Steuerung für die Bewegung der Leiterteile, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerung derart ausgebildet ist, daß beim Verfahren des Fahrkorbes Schwingungen der Leiterteile unterdrückt werden und der Fahrkorb auf einer vorgegebenen Bahn geführt wird, indem das idealisierte Bewegungsverhalten der Leiter in einem dynamischen Modell basierend auf Differenzialgleichungen abgebildet wird und die Steuerung die Ansteuergrößen der Antriebe der Leiterteile für eine im wesentlichen schwingungsfreie Bewegung der Leiter aus dem dynamischen Modell berechnet.

20

2. Drehleiter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein Bahnplanungsmodul für die Erzeugung der Bewegungsbahn der Leiter im Arbeitsraum vorgesehen ist, das die Bewegungsbahn in Form von Zeitfunktionen für die Fahrkorbposition, Fahrkorbgeschwindigkeit, Fahrkorbbeschleunigung und gegebenenfalls Ruck an einen Vorsteuerungsblock abgibt, der die Antriebe der Leiterteile ansteuert.

25

3. Drehleiter nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul die Eingabe von kinematischen Beschränkungen für die Zeitfunktionen für die Fahrkorbposition, Fahrkorbgeschwindigkeit, Fahrkorbbeschleunigung und den Fahrkorbruck gestattet.

30

4. Drehleiter nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul auch die Zeitfunktion für die Ableitung des Rucks erzeugt.

35

5. Drehleiter nach Anspruch 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul Steilheitsbegrenzer zur Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen enthält.

40

6. Drehleiter nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul stetige Funktionen des Rucks erzeugt und aus diesen durch Integration die Zeitfunktionen für Fahrkorbbeschleunigung, Fahrkorbgeschwindigkeit und Fahrkorbposition ermittelt.

45

7. Drehleiter nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul einen weiteren Steilheitsbegrenzer umfaßt, der im Falle eines Notstopps den Nachlauf des Fahrkorbs verkürzt.

50

8. Drehleiter nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerung elektrische Steuersignale zur Steuerung hydraulischer Proportionalventile der Antriebe der Leiter liefert.

55

9. Drehleiter nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebe zur Drehung der Leiter um die Hochachse zum Aufrichten und Absenken der Leiter und zum Ausfahren und Einfahren der Leiter in deren Längsrichtung vorgesehen sind.

60

10. Drehleiter nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß neben dem Vorsteuerungsblock und dem Bahnplanungsmodul ein Zustandsregler vorgesehen ist, der durch gewichtete Rückführung von Meßgrößen auf die Ansteuergrößen der Leiterseite Schwingungen des Leitersatzes kompensiert.

65

11. Drehleiter nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Zustandsregler mindestens eine der Meßgrößen – Drehwinkels der Leiter, Aufrichtwinkel, Ausfahrlänge, und/oder der Leiterbiegung in horizontaler und vertikaler Richtung – aufnimmt, diese geeignet gewichtet und auf die Steuereingänge der Leiterteile zurückführt.

70

12. Drehleiter nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Zustandsregler die Meßwerte der Meßgrößen über konstante Verstärkungen verstärkt.

75

13. Drehleiter nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Zustandsregler die Meßwerte der Meßgrößen mit einer variablen, adaptiven Verstärkung verstärkt.

Hierzu 13 Seite(n) Zeichnungen

80

85

90

- Leerseite -

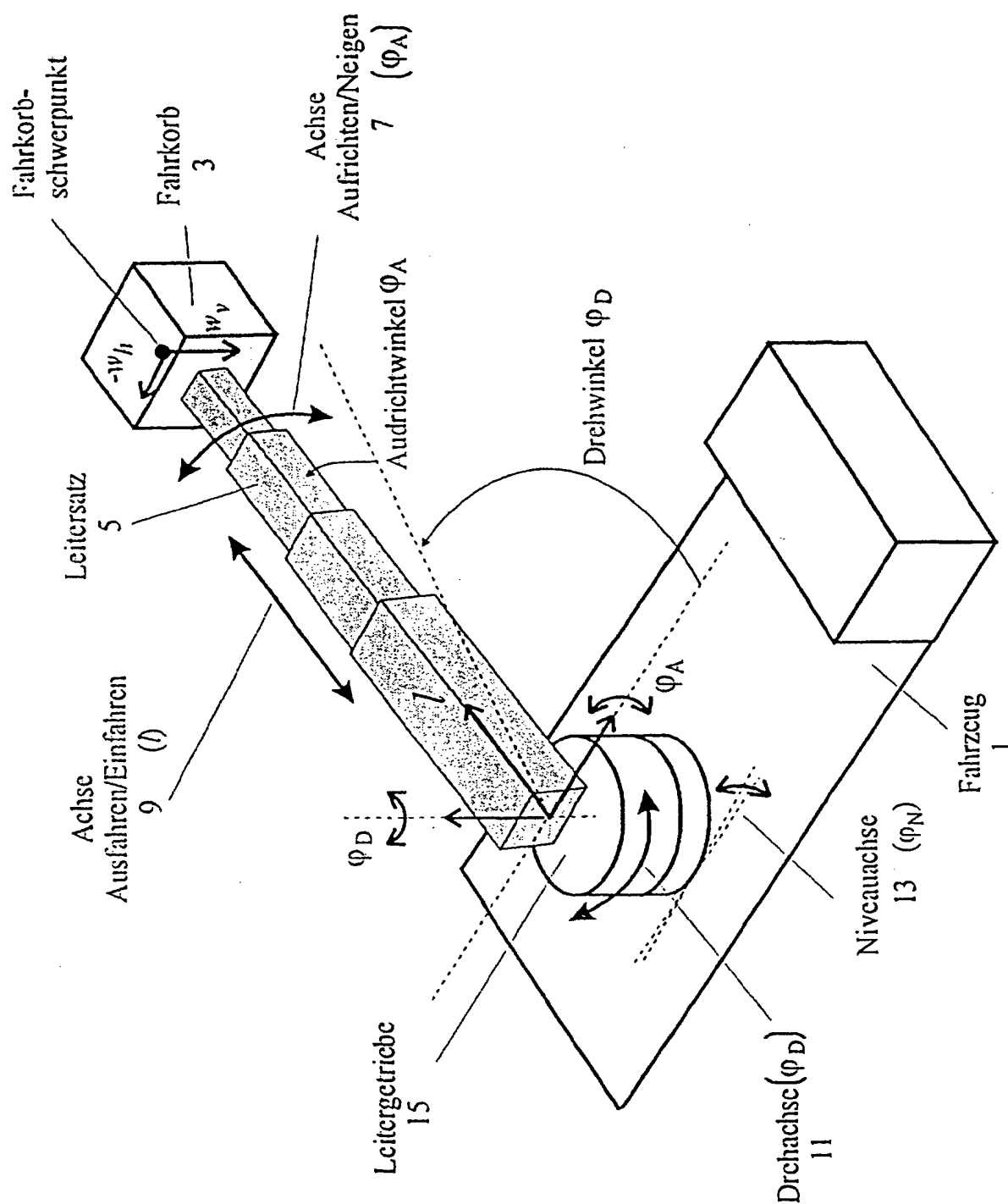


Fig. 1

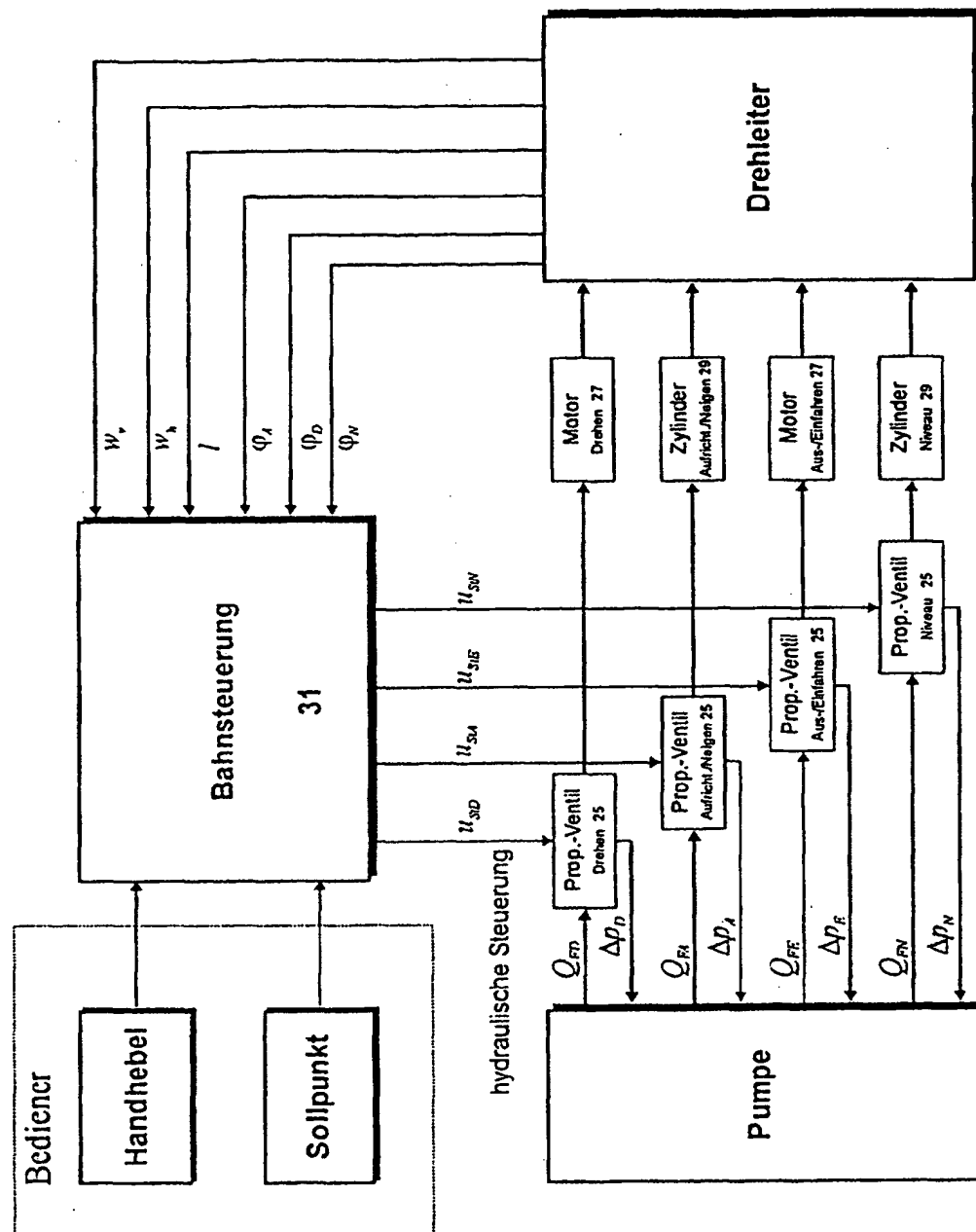


Fig.2

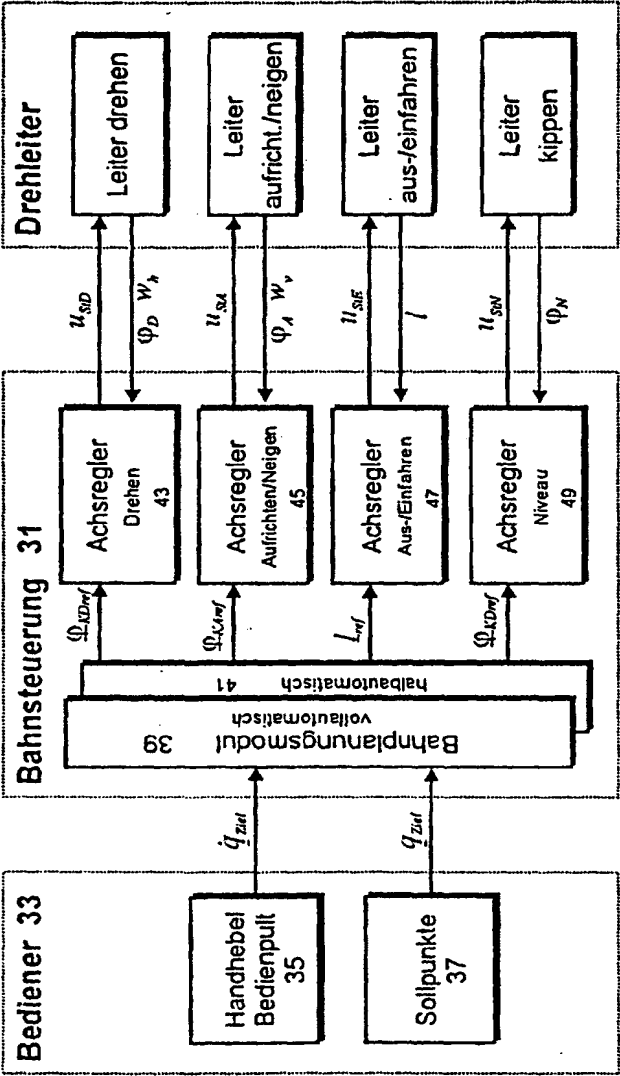


Fig.3

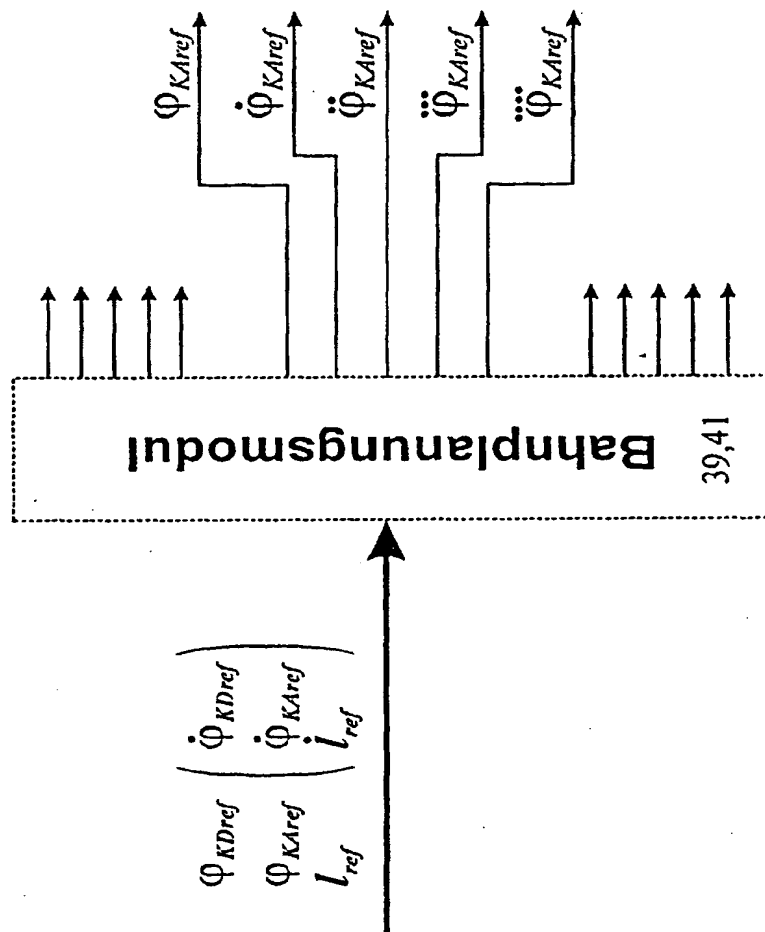


Fig.4

Fig.5

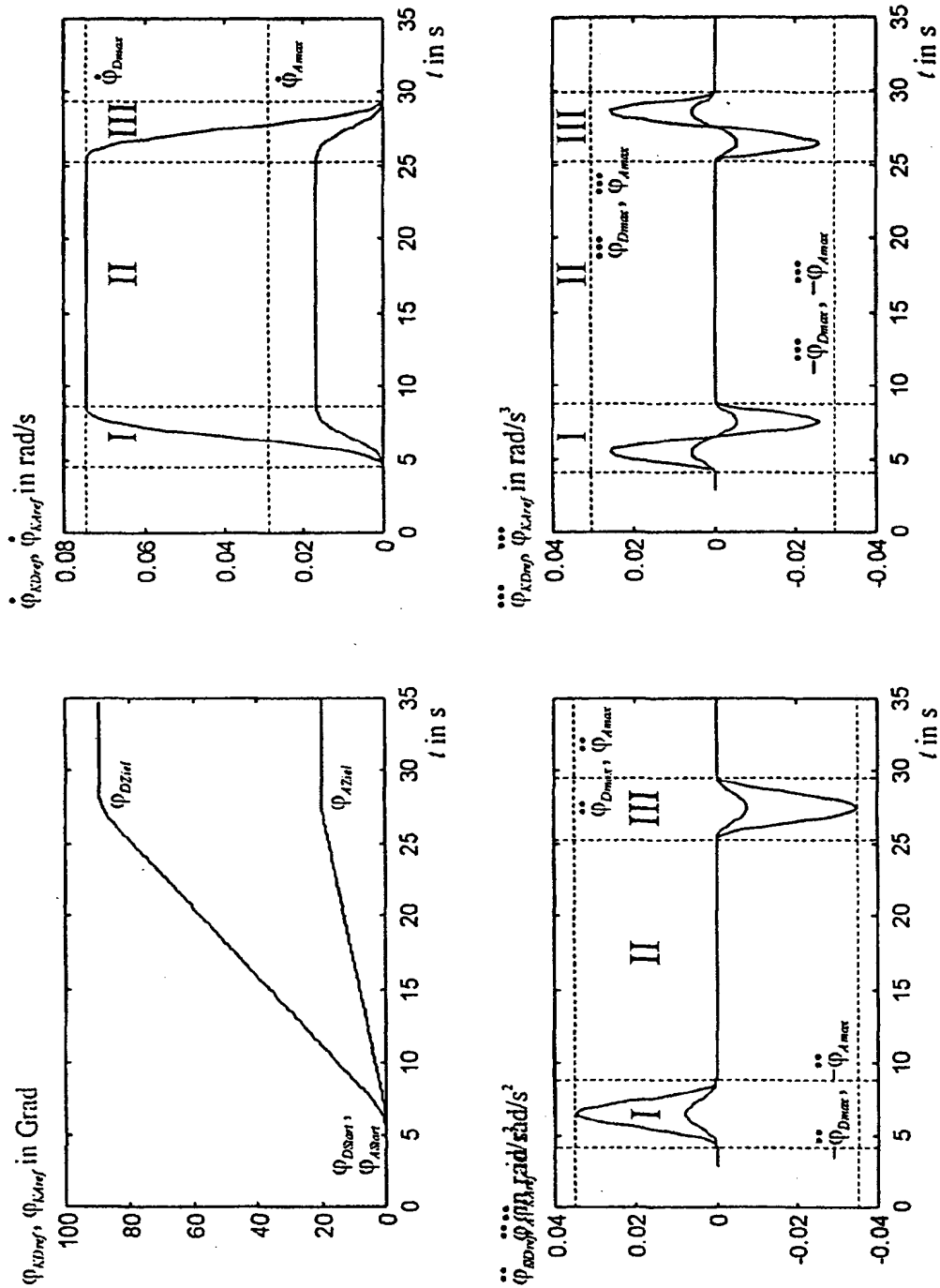
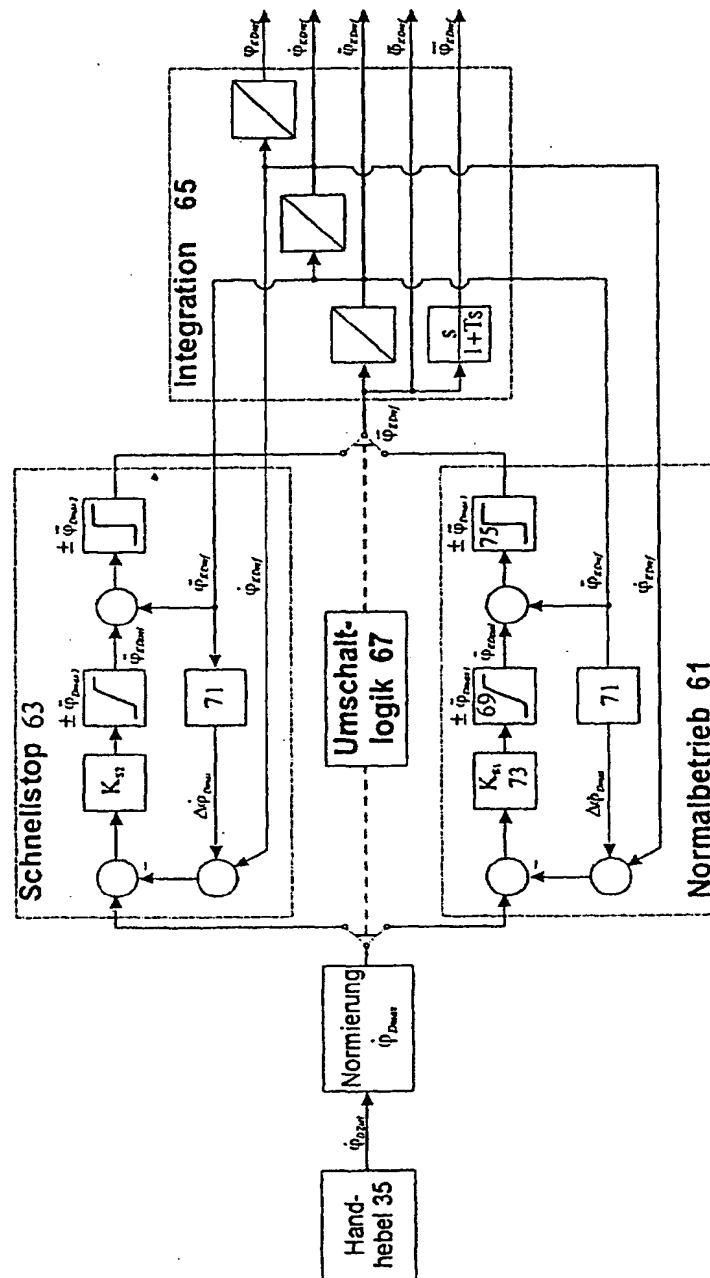


Fig.6



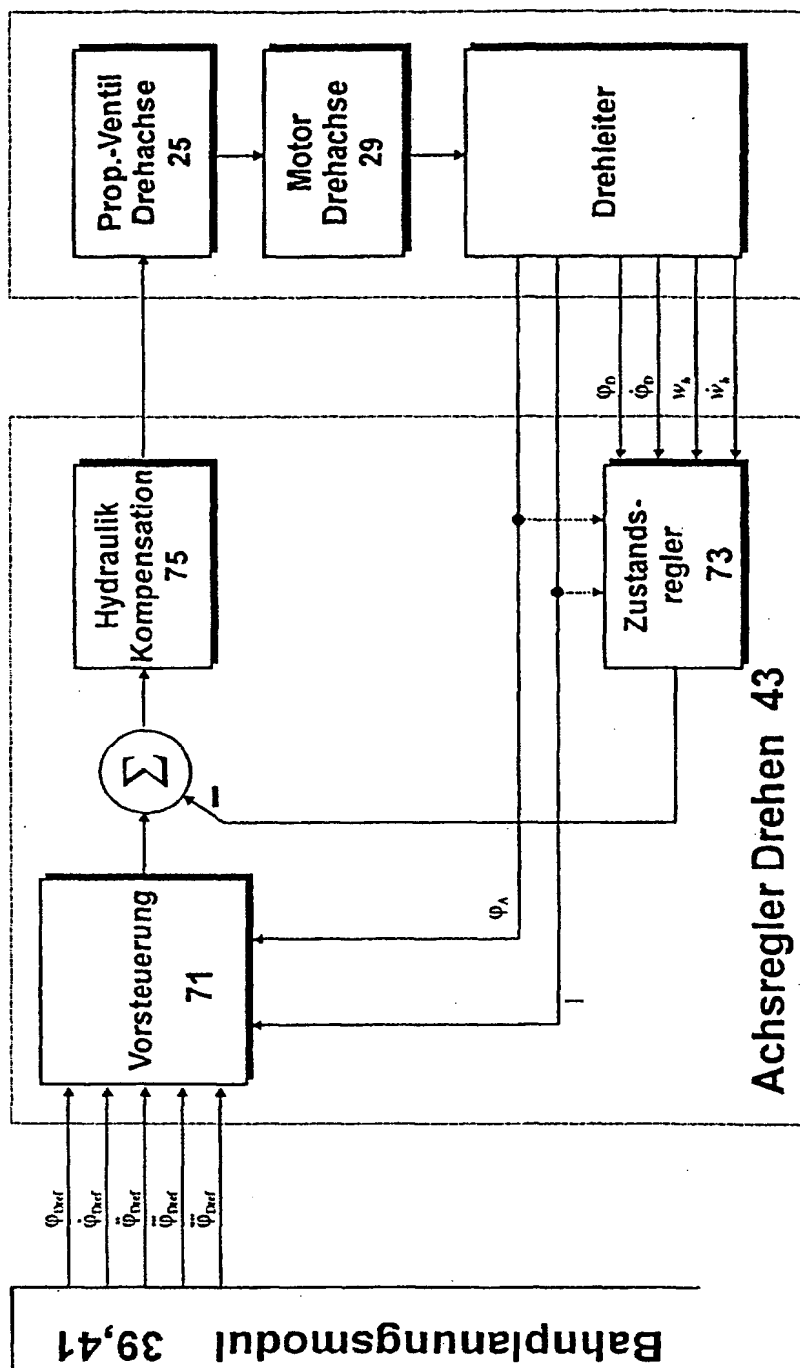


Fig.7

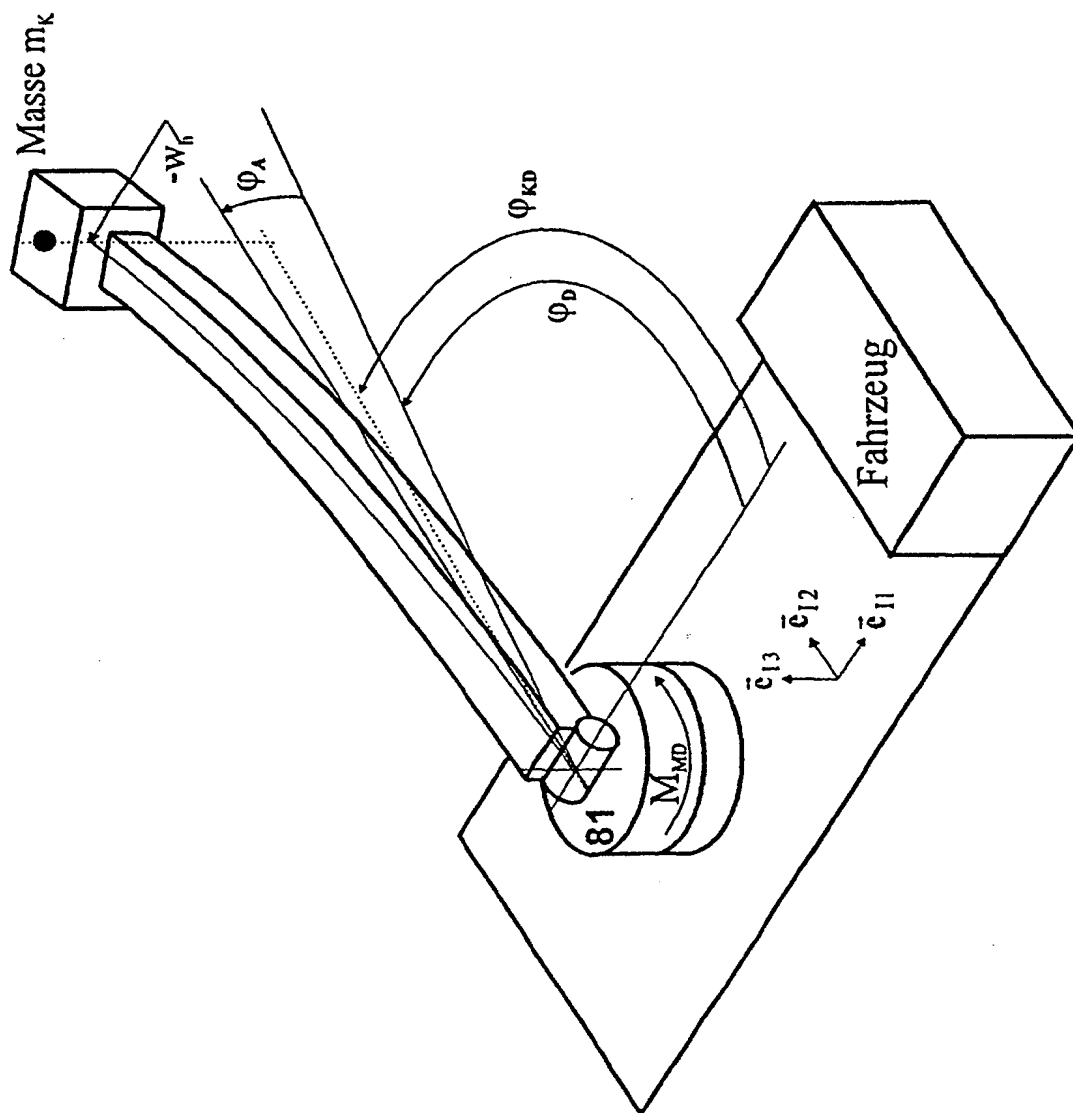
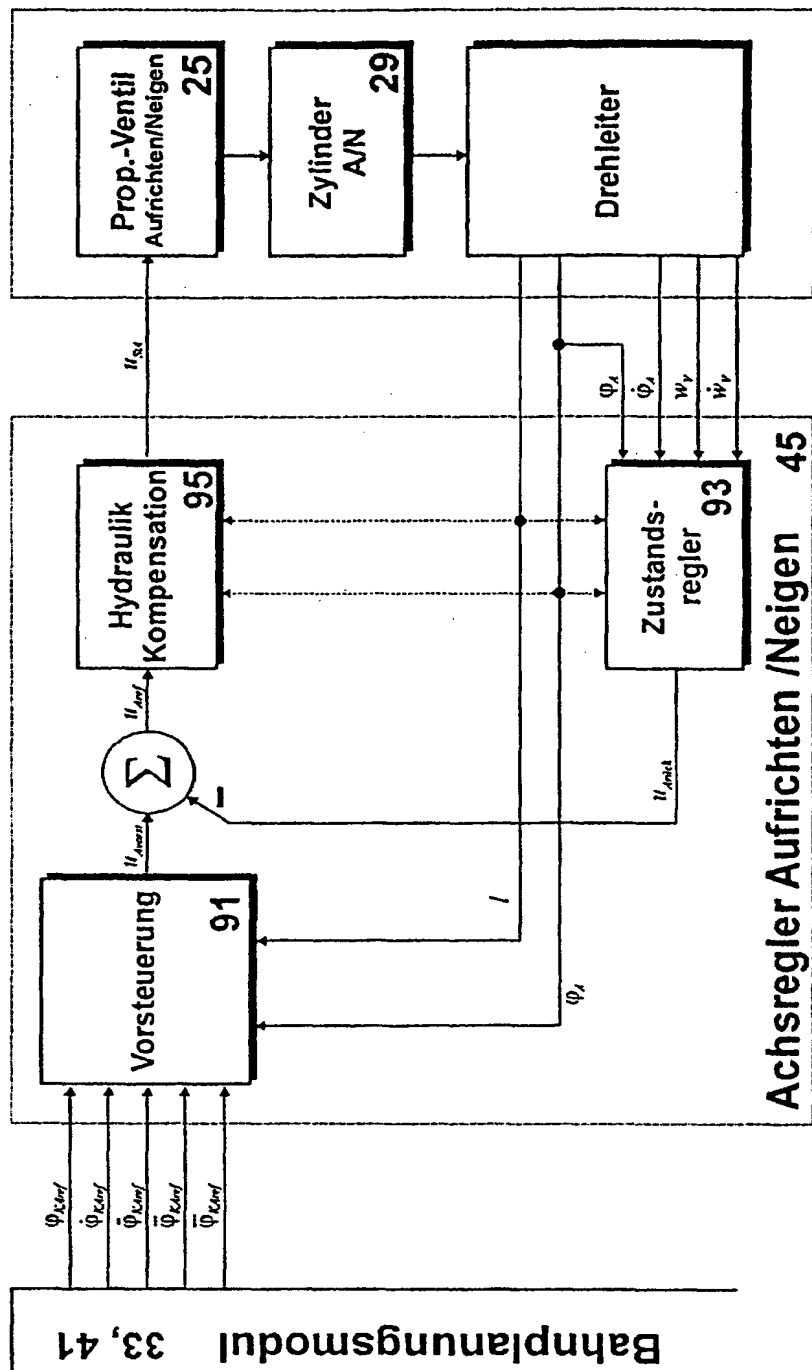


Fig.8

Fig. 1



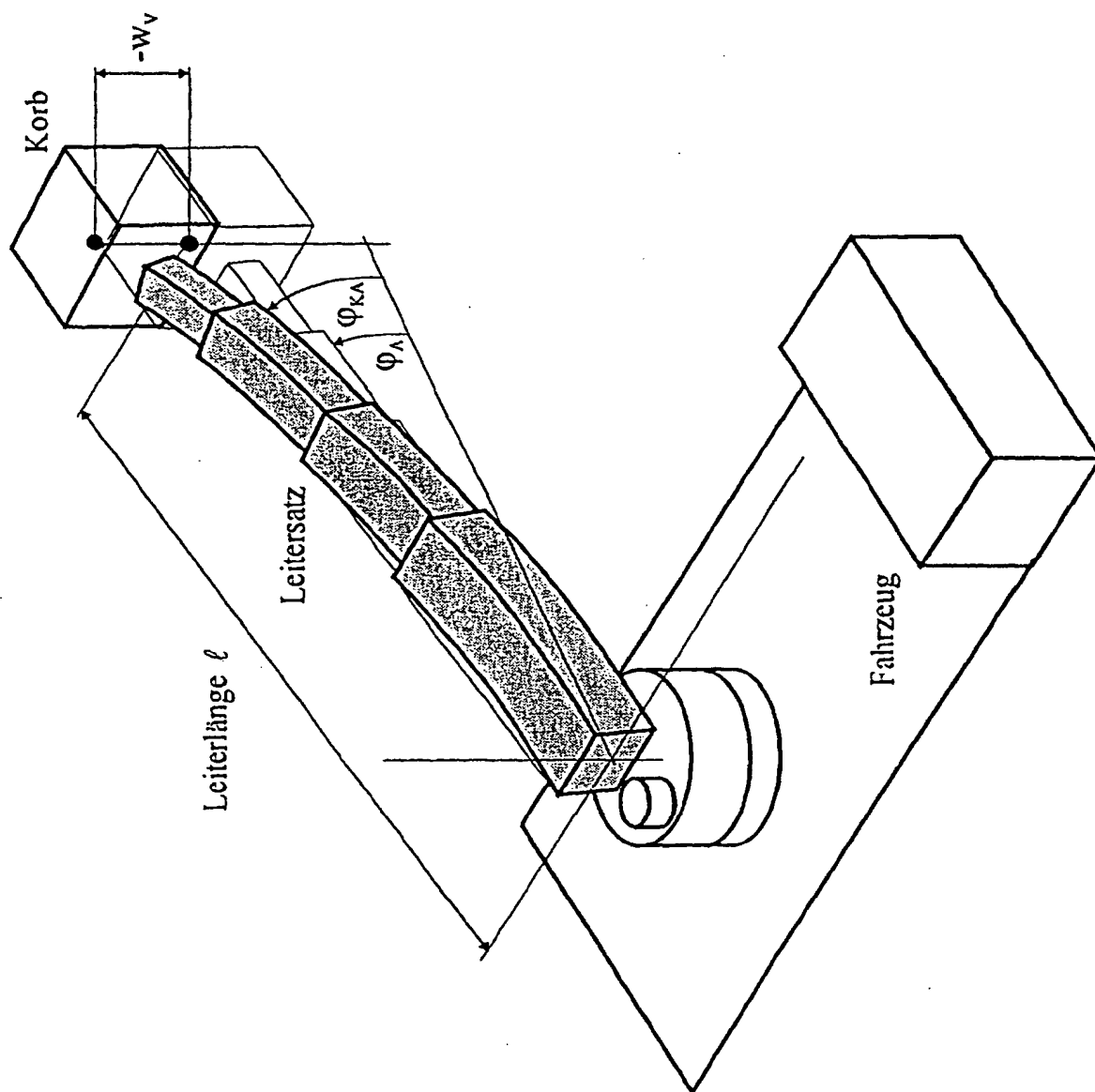


Fig.10

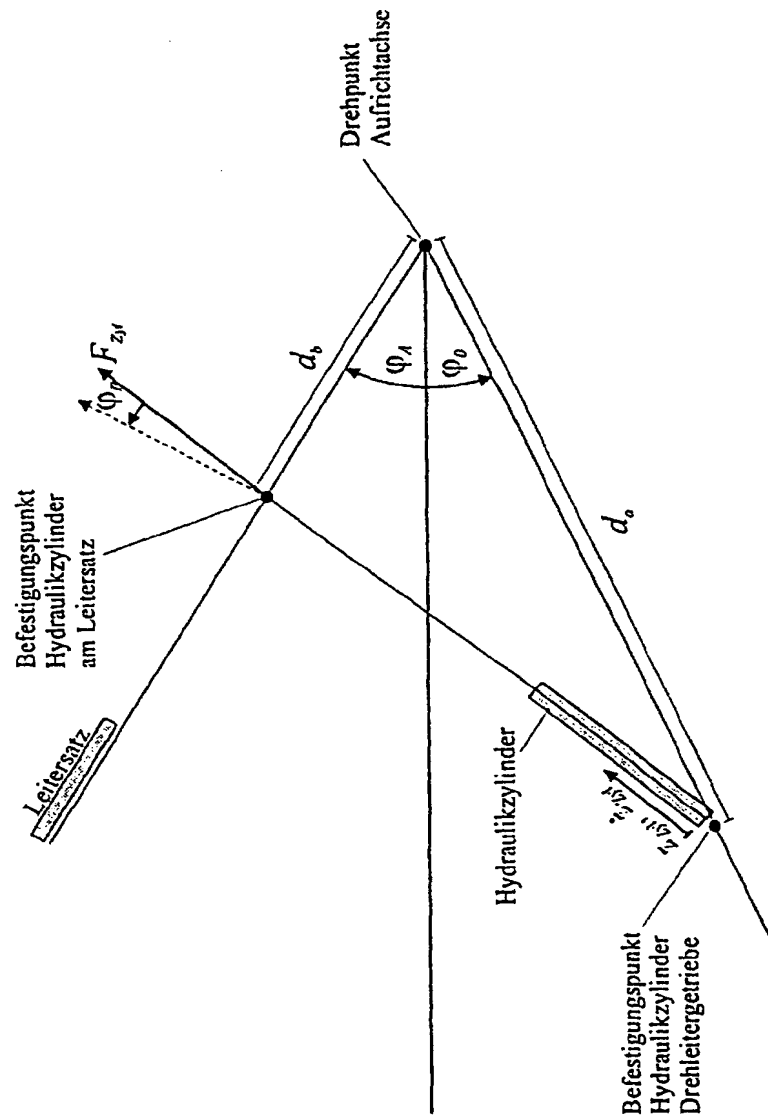


Fig.11

Fig.12

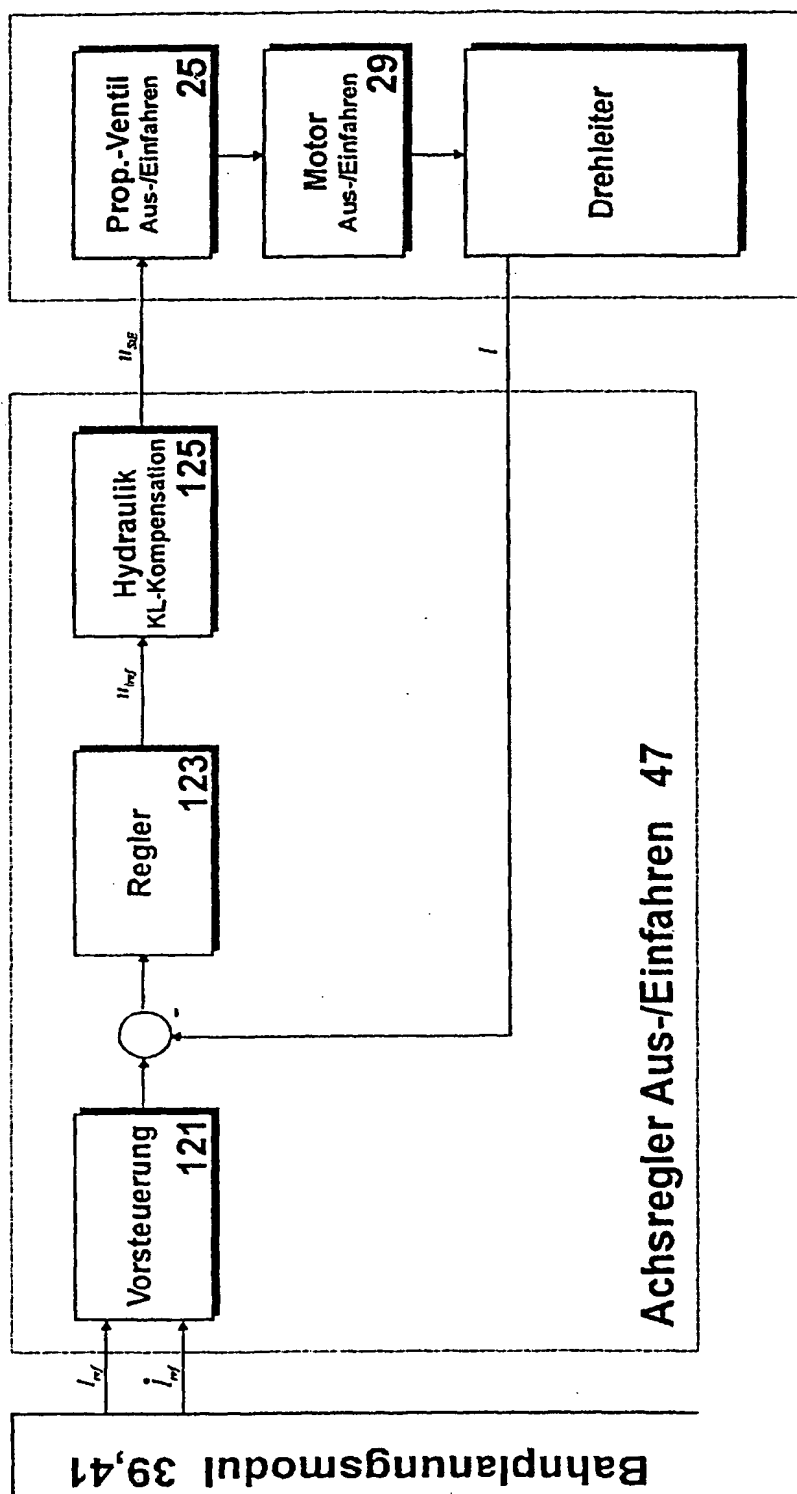


Fig. 13

